

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Turbíny v jaderných elektrárnách

Turbines in Nuclear Power Plants

Student:

Jakub Janečka

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.

Ostrava 2012

Zadání bakalářské práce

Student:

Jakub Janečka

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

3907R009 Provoz energetických zařízení

Téma:

**Turbíny v jaderných elektrárnách
Turbines in Nuclear Power Plants**

Zásady pro vypracování:

Na základě rešerše vypracujte přehled používaných uspořádání parních turbín na sytou páru pro jaderné elektrárny s jejich charakteristikou.

V práci budou uvedeny základní výpočtové vztahy, přičemž se autor práce může zaměřit i na konkrétní části jejich konstrukce.

Proveďte vyhodnocení využívaných konstrukčních variant s ohledem na jejich nedostatky, výhody a oblast použití.

Zpracujte základní náhled do některých problémů při návrhu turbín na sytou páru.

Proveďte výpočetní návrh tepelného schématu turbíny 500 MWe na sytou páru.

Seznam doporučené odborné literatury:

HEJZLAR, Radko. *Stroje a zařízení jaderných elektráren*. Díl 1 a 2. Vydavatelství ČVUT v Praze, 2005. 385 s. ISBN 80-01-03189-6.

MÁTAL, Oldřich. *Jaderné reaktory a jejich chlazení*. Nakladatelství CERN VUT v Brně. 2001. 116 s. ISBN 80-214-2028-6.

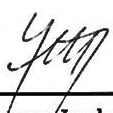
HEZOUČKÝ, František. *Základy teorie provozních režimů jaderných elektráren s tlakovodními reaktory*. Vydavatelství ČVUT v Praze, 2005. 185 s. ISBN 80-01-03324-4.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Pavel Kolat, DrSc.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry





prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě21. 5. 2012.....

..........
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB.TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě21. 5. 2012.....

.....
.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jakub Janečka

Adresa trvalého pobytu autora práce: Dukelská 399, Stará Ves nad Ondřejnicí 73923

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Janečka, J. *Turbíny v jaderných elektrárnách: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 58 s. Vedoucí práce: Kolat P.

Práce se zabývá turbínami v jaderných elektrárnách. V úvodu se věnuji přehledu používaných parních turbín na sytou páru. Uvádím ve své práci základní výpočtové vztahy, výhody a nevýhody z hlediska konstrukce parních turbín a následky vlivem působení nepříznivých vlivů. Ve své práci uvádím výpočetní návrh tepelného schématu turbíny pro 500MWe na sytou páru a zabývám se výpočetním návrhem kondenzátoru pro zadaný tepelný výkon.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

Janečka, J. *Turbines in Nuclear Power Plants: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energetics, 2012, 58 p. Thesis head: Kolat P.

The work deals with the turbines in nuclear power plants. The introduction describes an overview of the steam turbines for saturated steam. In my work I present the basic equations, the advantages and disadvantages in terms of construction of steam turbines and the consequences by adverse effects. In my thesis I present computational design heat scheme turbine for 500MWe to saturated steam and deal with the computational design condenser for a given heat output.

OBSAH

Úvod	10
Vypracování.....	11
1. Rozdělení turbín	12
2. Konstrukce parních turbín.....	14
2.1 Základní výpočtové vztahy	15
3. Parní turbíny v jaderných elektrárnách.....	18
3.1 Turbíny na vstupní sytou páru.....	19
3.2 Regulace turbíny.....	20
3.3 Parní turbíny v elektrárně Dukovany	23
3.4 Parní turbíny v elektrárně Temelín	24
4. Nevýhody parních turbín na sytou páru	25
4.1 Vlhkost páry.....	25
4.2 Velký průtočný objem páry na vstupu a z výstupu turbíny.....	26
4.3 Navýšení otáček turbíny při uzavření regulačních ventilů	27
5. Odstraňování vlhkosti páry	29
6. Základní způsoby rozvodu páry v turbíně a na výstupu z turbíny.....	31
7. Výpočet sekundárního okruhu jaderné elektrárny	33
7.1 Výpočet tlaků, teplot a entalpií sekundárního okruhu jaderné elektrárny.....	34
7.2 Stanovení výkonů a účinností jaderné elektrárny.....	44
7.3 Výpočet kondenzátoru	46
8. Závěr.....	56
9. Použitá literatura.....	57

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
Nu	Nusseltovo kritérium	1
Pr	Prandtlovo kritérium	1
Re	Reynoldsovo kritérium	1
Q	tepelný tok předaný párou v kondenzátoru	W
Q_{mp}	množství páry nutného pro provoz turbíny	$kg \cdot s^{-1}$
Q_{mox}	množství páry proudící příslušným zařízením (regenerační ohřev)	$kg \cdot s^{-1}$
P	čistý výkon elektrárny	W
P_i	vnitřní výkon turbíny	W
P_{sv}	elektrický výkon na svorkách generátoru	W
c_p	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
d_1	vnitřní rozměr trubek	mm^{-1}
i_a	entalpie admisní páry	$J \cdot kg^{-1}$
i_a'	entalpie syté kapaliny pro tlak p_a	$J \cdot kg^{-1}$
i_{at}	entalpie admisní páry před vstupem do turbíny	$J \cdot kg^{-1}$
i_c'	entalpie vody za chladičem kondenzátu	$J \cdot kg^{-1}$
i_d	entalpie páry na vstupu do NT dílu turbíny	$J \cdot kg^{-1}$
i_{dt}	entalpie páry za přehřívákem	$J \cdot kg^{-1}$
i_{e1}	entalpie páry za posledním stupněm VT dílu turbíny	$J \cdot kg^{-1}$
i_{e2}	entalpie páry za posledním stupněm NT dílu turbíny	$J \cdot kg^{-1}$
i_{e2t}	entalpie páry za posledním stupněm NT dílu turbíny při dané účinnosti	$J \cdot kg^{-1}$
i_k'	entalpie kondenzátu pro tlak p_k	$J \cdot kg^{-1}$
i_{kx}	entalpie kondenzátu za napájecím čerpadlem	$J \cdot kg^{-1}$
i_{nv}	entalpie napájecí vody	$J \cdot kg^{-1}$
i_{ox}	entalpie páry v místě odběru	$J \cdot kg^{-1}$
i_{pg}	entalpie páry na výstupu z parního generátoru	$J \cdot kg^{-1}$
i_x	entalpie páry vstupující do regeneračního ohříváku	$J \cdot kg^{-1}$
i_x'	entalpie páry za ohřívákem pro daný tlak p_x	$J \cdot kg^{-1}$
i_{y2}'	entalpie odloučené vlhkosti v odlučovači vlhkosti	$J \cdot kg^{-1}$
i_{y3}'	entalpie odloučené vlhkosti v NT dílu turbíny	$J \cdot kg^{-1}$
i_{zt}	entalpie ztrát na regulačních ventilech	$J \cdot kg^{-1}$
i_{zt2}	entalpie ztrát výstupní rychlostí	$J \cdot kg^{-1}$

Tab. 1 – Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
k_{y2}	koeficient odloučené vlhkosti v odlučovači vlhkosti	1
k_{y3}	koeficient odloučené vlhkosti v NT části	1
l_{23}	měrné výparné teplo	$J \cdot kg^{-1}$
m_{nv}	střední hodnota potřebná pro zkondenzování 1kg páry	$kg \cdot s^{-1}$
m_{pk}	množství páry vstupující do kondenzace	$kg \cdot s^{-1}$
m_{pk1}	množství páry vstupující do jednoho vstupu kondenzátoru	$kg \cdot s^{-1}$
m_{pks}	množství páry vstupující do jednoho stupně kondenzátoru	$kg \cdot s^{-1}$
m_v	množství chladicí vody	$kg \cdot s^{-1}$
p_p	tlak páry vstupující do kondenzátoru	Pa
p_{pg}	tlak páry v parním generátoru	Pa
p_n	výtlačný tlak napájecího čerpadla	Pa
p_a	tlak admisní páry	Pa
p_{e1}	tlak za posledním stupněm VT části	Pa
p_{e2}	tlak za posledním stupněm NT části	Pa
p_d	tlak na vstupu do NT části turbíny	Pa
p_x	tlak v místě odběru na straně u regeneračního ohříváku	Pa
p_{ox}	skutečný tlak v místě odběru u regeneračního ohříváku	Pa
Δt	tepelný rozdíl na vstupu a výstupu z kondenzátoru	$^{\circ}C$
t_{ox}	teplota sytosti páry	$^{\circ}C$
t_{kx}	teplota kondenzátu za regeneračním ohřívákem	$^{\circ}C$
Δt_{st-I}	teplota ohřevu vody pro jeden stupeň kondenzátoru	$^{\circ}C$
t_k	střední kondenzační teplota	$^{\circ}C$
t_{k-I}	teplota kondenzující páry	$^{\circ}C$
t_{k-II}	teplota kondenzující páry	$^{\circ}C$
Δt_{st-II}	teplotní spád kondenzátoru	$^{\circ}C$
t_{sv-I}	střední teplota vody pro první stupeň kondenzátoru	$^{\circ}C$
t_{v-I}	vstupní teplota chladicí vody	$^{\circ}C$
t_{v-II}	výstupní teplota chladicí vody	$^{\circ}C$
t_{sv-II}	střední teplota vody pro druhý stupeň kondenzátoru	$^{\circ}C$
t_{nv}	teplota napájecí vody	$^{\circ}C$
t_{sp}	teplota syté páry	$^{\circ}C$

Tab. 1 – Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
w	rychlost proudění chladicí vody	$m \cdot s^{-2}$
w_i	práce 1kg páry proudící turbínou	$kJ \cdot kg^{-1}$
x	suchost páry	1
x_j	poměrné množství odběrové páry	1
x_1	množství odběrové páry nutného pro provoz regeneračního ohříváku O1	1
x_2	množství odběrové páry nutného pro provoz regeneračního ohříváku O2	1
x_3	množství odběrové páry nutného pro provoz odplyňovače O3	1
x_4	množství odběrové páry nutného pro provoz regeneračního ohříváku O4	1
x_5	množství odběrové páry nutného pro provoz regeneračního ohříváku O5	1
x_6	množství odběrové páry nutného pro provoz regeneračního ohříváku O6	1
y_1	poměrné množství odběrové páry pro přehřívák	1
y_2	poměrné množství odloučené vlhkosti v odlučováku	1
y_3	poměrné množství odloučené vlhkosti z NT části	1
η_c	účinnost chladiče kondenzátu	1
η_g	účinnost generátoru	1
η_m	mechanická účinnost turbíny	1
η_{ov}	účinnost vysokotlakého regeneračního ohříváku	1
η_{o3}	účinnost odplyňovače	1
η_{o4}	účinnost nízkotlakého regeneračního ohříváku	1
η_p	účinnost potrubí	1
η_{pg}	účinnost parního generátoru	1
η_{tc}	celková účinnost jaderné elektrárny bez hodnoty vlastní spotřeby	1
η_{tsv}	celková tepelná účinnost oběhu	1
η_{vs}	účinnost vlastní spotřeby elektrárny	1
α_{vx}	součinitel přestupu tepla	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
λ	součinitel tepelné vodivosti	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ν	kinematická viskozita	$m^2 \cdot s^{-1}$
π	Ludolfovo číslo	1
ρ	hustota	$kg \cdot m^{-3}$

Tab. 1 – Seznam použitých značek a symbolů

Úvod

Téma této bakalářské práce je „turbíny v jaderných elektrárnách“. V mé práci se věnuji přehledu používaných parních turbín na sytou páru v jaderných elektrárnách, jejich výhodami a nevýhodami, vlastnostmi a parametry. V této práci se věnuji výpočetnímu návrhu tepelného schématu parní turbíny pro výkon 500MWe, což znamená výpočet sekundárního okruhu jaderné elektrárny na základě zadaných parametrů a dále také navazující výpočet kondenzátoru pro jadernou elektrárnu. Touto bakalářskou prací se snažím nastínit stručný přehled existujících turbín a navrhnout alespoň z části výpočet energetických zařízení, které by mohly být dále uplatněny v praxi.

Vypracování

Parní turbíny jsou sekundární energetické stroje, ve kterých dochází k transformaci energie pracovního média (entalpie páry) a vstupní kinetické energie na energii mechanickou.

Jedná se o zařízení lopatkové, pracující za vysokých otáček (při 50Hz v síti buď 1500 ot/min nebo 3000 ot/min). Tam, kde není potřeba velký výkon, tj. do 600 MW, používáme turbíny pro 3000 ot/min. Na konstrukci turbíny má zásadní vliv volba otáček, protože okolo 3000 ot/min působí na turbínu velké odstředivé síly, a proto dochází k značnému namáhání lopatek oběžného kola. Největší nároky jsou kladeny v posledním stupni turbíny, protože pára vstupující do stupně má sice malý tlak, ale nejvyšší objemový průtok. Proto se navrhují turbíny velkých výkonů pro 1500 ot/min (možnost použití delších oběžných lopatek).

Parní turbíny používáme především pro pohon generátorů, turbokompresorů, čerpadel a jiných sekundárních energetických zařízení.

V drtivé většině všechny jaderné elektrárny vyrábějí prostřednictvím parních turbín elektrickou energii.

Výkon parní turbíny se pohybuje řádově od několika kW až k dnes nejvyšším v provozu, tj. 3x1750 MW. [3]

Parní turbínu můžeme umístit do primárního okruhu (varné reaktory - BWR), sekundárního okruhu (tlakovodní reaktory – PWR, VVER) anebo do terciálního okruhu (reaktory chlazené sodíkem).

Dýza je strojní součást, ve které dochází k transformaci entalpie plynu (tlakovou energii) na energii kinetickou. Má za úkol propojit 2 prostředí tak, abychom na výstupu řízeně získali kinetickou energii.

Energie páry (entalpie), kterou přivedeme do turbíny, se mění v dýze na energii kinetickou a poté při navýšení rychlosti působí momentem na lopatky oběžných kol turbíny.

1. Rozdělení turbín

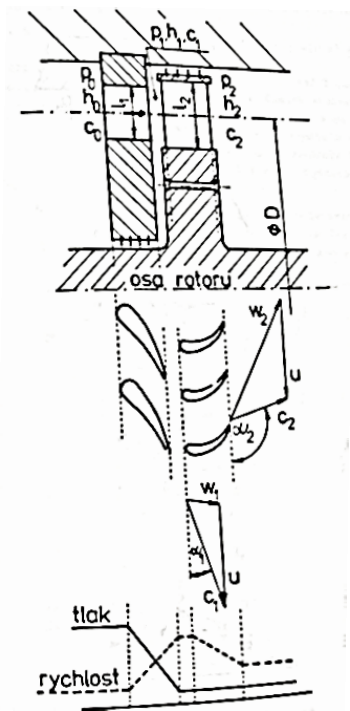
Podle typu olopatkování (určuje způsob expanze) a podle změny tlaku v oběžném kole dělíme turbíny na:

- Rovnotlaké (*obr. 1*) – akční – expanze probíhá pouze v rozváděcích lopatkách (nepohyblivých) – Lavalova turbína (dýza), tlak páry na vstupu a na výstupu zůstává stejný.
- Přetlakové (*obr. 2*) – reakční – expanze páry probíhá jak v rozváděcích (nepohyblivých) lopatkách, tak v lopatkách oběžného kola – Parsonova turbína. Tímto je tlak před oběžným kolem vyšší, než tlak za oběžným kolem.

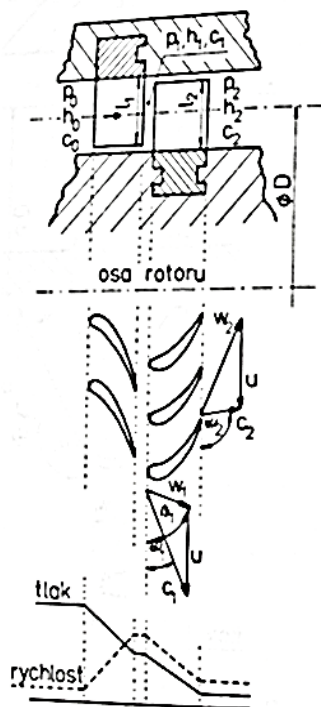
Podle tlaku a využití výstupní páry za turbínou na:

- Protitlakové turbíny – výstupní pára z turbíny (o tlaku $p=0,2-0,5\text{MPa}$) odebírána například pro vytápění nebo technologické účely (hutní, strojínský průmysl).
- Kondenzační turbíny – výstupní pára z turbíny (o tlaku $p=4-5\text{kPa}$) kondenzuje v kondenzátoru, chlazeném vodou. Tyto turbíny s výkonem od 100 do 1000MW slouží hlavně k výrobě elektrické energie.
- Odběrové – pára odebírána mezi stupni v turbíně pro jiná využití – otopné účely.[3]

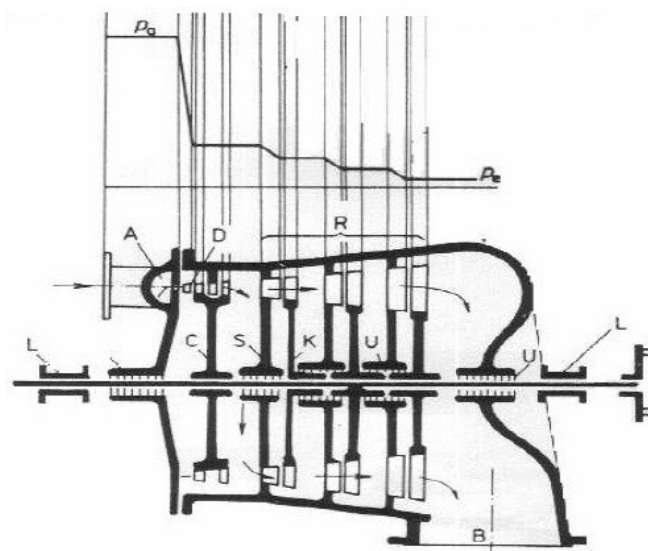
Podrobněji vysvětleno v (str. 31, 32) kap. 6.



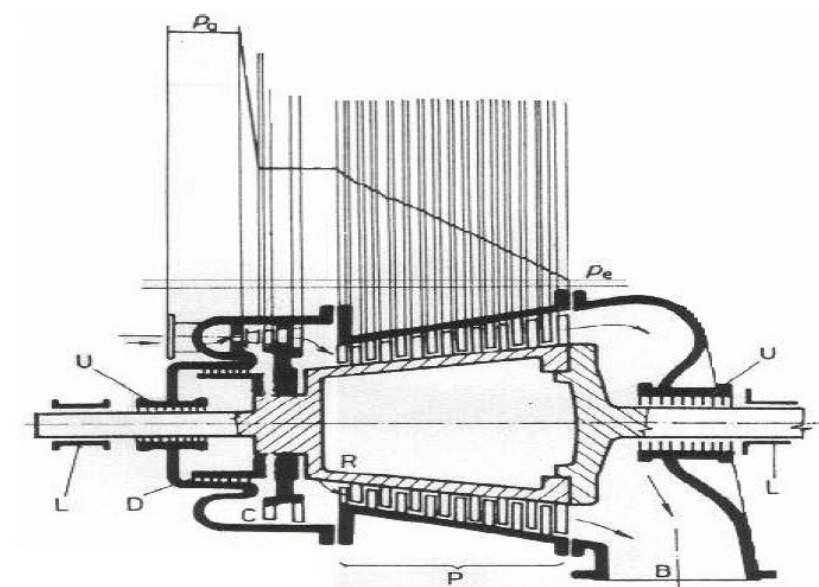
Obr. 1 – řez rovnotlakým stupněm turbíny dle [3]



Obr. 2 – řez přetlakovým stupněm turbíny dle [3]



Obr. 3 – Řez rovnotlakou turbínou dle [8]



Obr. 4 – Řez přetlakovou turbínou dle [8]

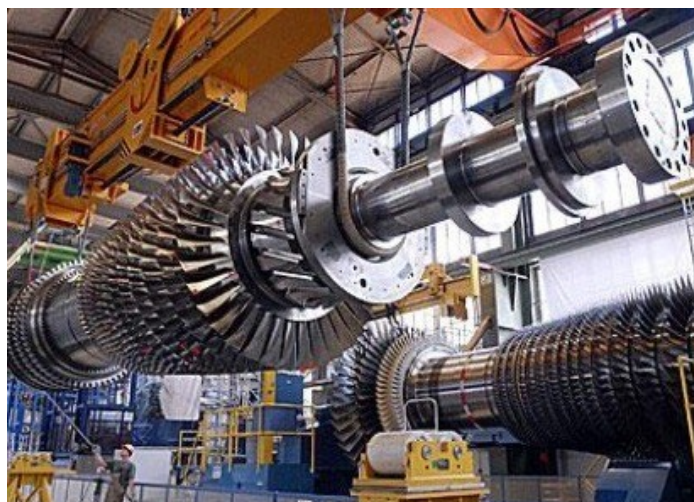
2. Konstrukce parních turbín

Pro výhodnost (znovuvyužití tepla při expanzi a dále také ke snížení vložené technické práce) používáme konstrukční řešení jako mnohastupňové turbíny (jeden stupeň turbíny představuje jedno rozváděcí a jedno oběžné kolo).

V jednom stupni turbíny je umístěno rozváděcí kolo připojené ke statoru – je tudíž nepohyblivé a oběžným kolem, které se otáčí – připojeno k rotoru. [3]



Obr. 5 – Polovina statoru včetně rozváděcích lopatek v mezistěně dle [2]



Obr.6 – Rotor parní turbíny dle [2]



Obr.7 – Rotor vložený do spodní části statoru dle [2]

2.1 Základní výpočtové vztahy

Výtoková rychlost c_1 (obr. 1, obr. 2) z lopatek oběžného kola se stanoví ze vztahu:

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot (h_0 - h_1) + c_0^2} \quad , \quad (1)$$

kde h_1 je měrná entalpie páry při výstupu z lopatek, h_0 je měrná entalpie páry při vstupu do lopatek a c_0 je absolutní rychlost páry.

Tvary lopatek musí být navrženy a následně zkonstruovány tak, aby relativní rychlosti k nim byly vždy tečné.

Jako příklad můžeme uvést rychlost páry w_1 (obr. 1). Tu získáme vektorovým odečtením obvodové rychlosti oběžného kola od absolutní rychlosti páry na výstupu z rozváděcího kola.

Z rovnice (1) je možno vidět, že absolutní rychlost páry c_1 na výstupu z lopatek rozváděcího kola je zároveň absolutní rychlost páry na vstupu do lopatek oběžného kola.

Na (obr. 1, obr. 2) jsou naznačeny podélné řezy rovnotlakým a přetlakovým stupněm parní turbíny, řezy lopatkováním a také jsou zde naznačeny rychlostní trojúhelníky na vstupu do lopatek oběžného kola (značeno indexy 1) a na výstupu z oběžného kola (značeno indexy 2) a také průběhy tlaků a rychlostí v lopatkách rozváděcího i oběžného kola.

Na lopatky oběžného kola působí pára v podobě sil, a to jak obvodovou silou F_u , tak axiální silou F_{ax} .

$$F_u = Q_m \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad , \quad (2)$$

$$F_{ax} = Q_m \cdot (c_1 \cdot \sin \alpha_1 - c_2 \cdot \sin \alpha_2) + \pi \cdot D \cdot L_2 \cdot (p_1 - p_2) \quad , \quad (3)$$

kde Q_m je hmotnostní průtok páry oběžného kola, c_1 a c_2 jsou absolutní rychlosti páry na vstupu a výstupu z oběžného kola, α_1 a α_2 jsou úhly, které svírají rychlosti c_1 a c_2 s obvodovou rychlostí u , D je průměr roztečné kružnice obvodových lopatek, L_2 je výška lopatek, p_1 a p_2 jsou tlaky před oběžným kolem a za oběžným kolem.

Obvodový výkon jednoho stupně turbíny spočteme jako součin obvodové síly a obvodové rychlosti.

$$P_u = F_u \cdot u = Q_m \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot u = Q_m \cdot (c_{1u} - c_{2u}) \cdot u \quad , \quad (4)$$

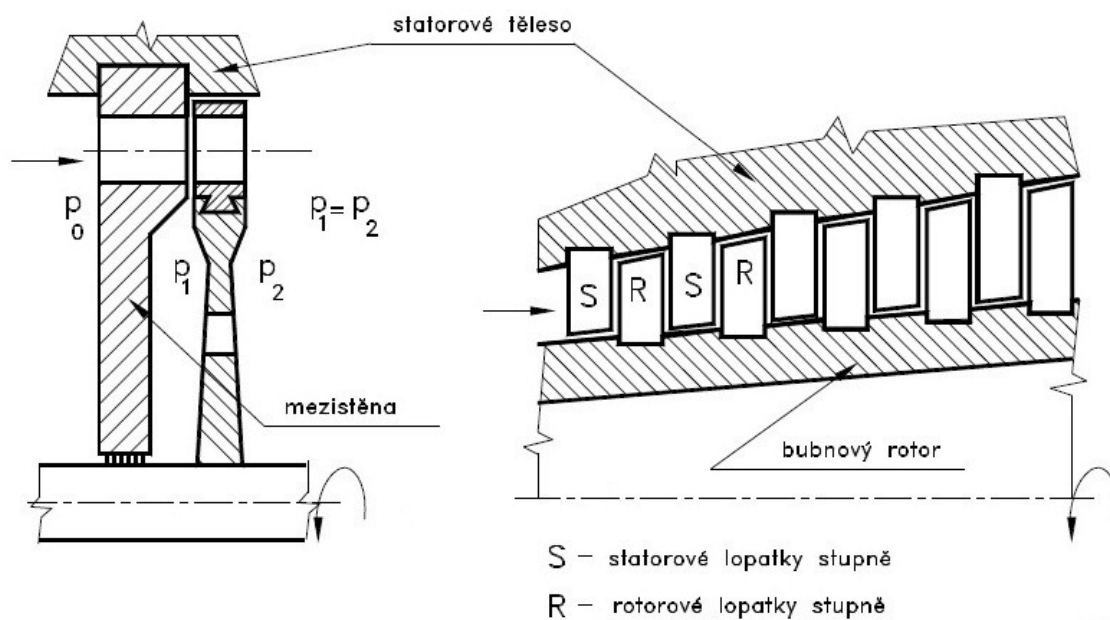
kde c_{1u} a c_{2u} značí průmět rychlosti c_1 a c_2 do kladného směru obvodové rychlosti u . [3]



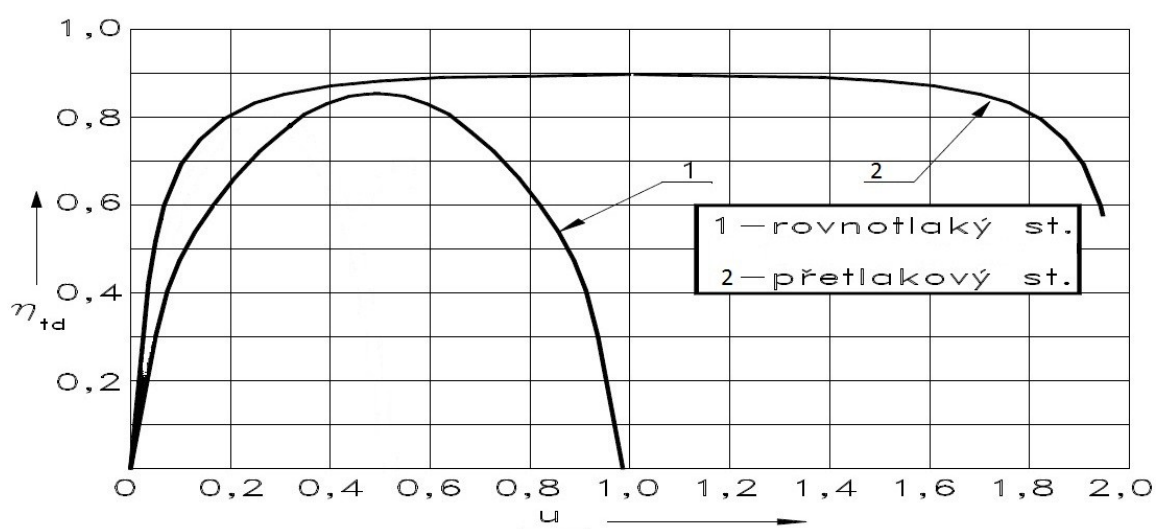
Obr. 8 – Model rotoru a statoru parní turbíny dle [2]

K nejdůležitějším ztrátám parních turbín patří [8]:

- a) Ztráty vlhkostí páry
- b) Ztráty okrajové
- c) Ztráta rázem na vstupu do lopatkové mříže
- d) Ztráta částečným ostřikem (jen u rovnotlakých turbín)



Obr. 9 – Konstrukční rozdíly mezi rovnotlakým a přetlakovým stupněm dle [8]

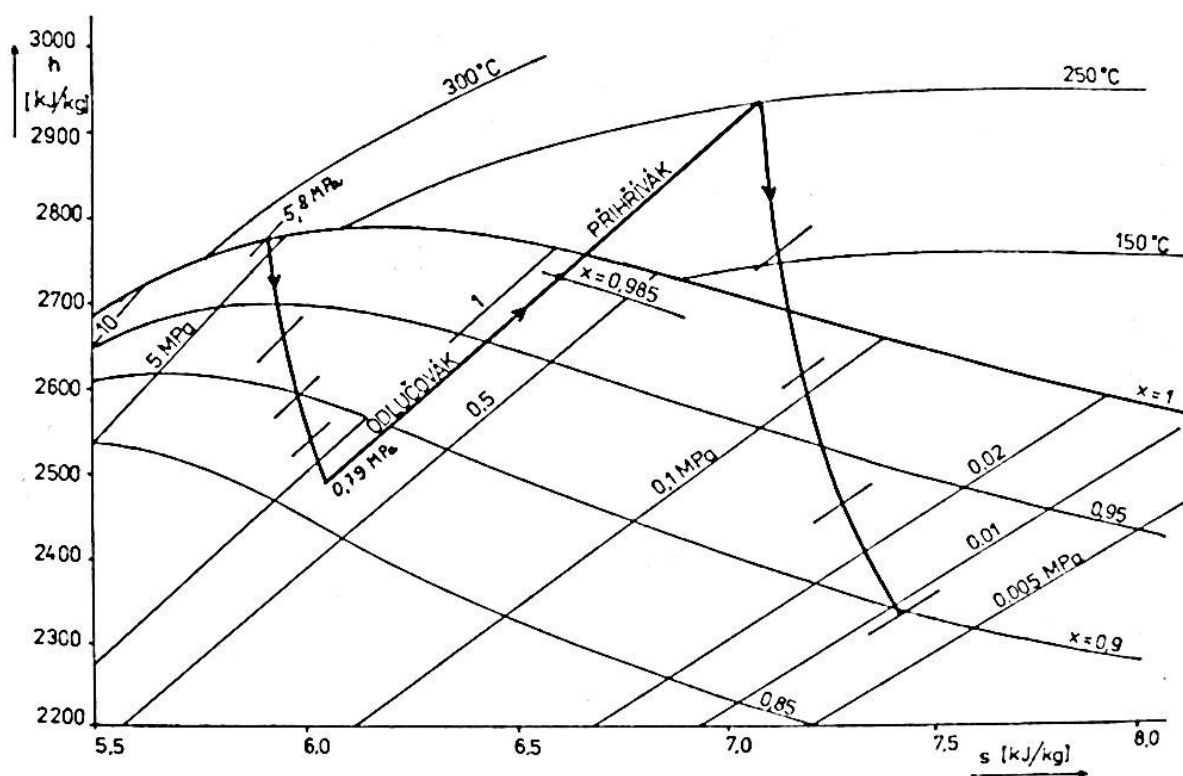


Obr. 10 – Průběh termodynamické účinnosti a ztráty v turbínových stupních dle [8]

3. Parní turbíny v jaderných elektrárnách

Turbíny mohou být poháněné buď přehřátou, nebo sytou parou. Výhodnějším řešením by bylo použít páru nejvyšších parametrů, to znamená s nejvyšším tlakem a teplotou. Proto by bylo výhodnější použít turbíny na přehřátou páru. Turbíny na přehřátou páru mají vyšší termodynamickou účinnost, než turbíny na sytou páru a mají také při stejném výkonu nižší spotřebu páry.

Turbíny na sytou páru používáme v primárním okruhu. Přehřátou páru jen v sekundárním okruhu plynem chlazených reaktorů a terciálním okruhu (sodíkem chlazených rychlých reaktorů). [3]



Obr. 11 - Expanze páry v turbíně na sytou páru o výkonu 1000 MW s přehřívákem páry dle [3]

3.1 Turbíny na vstupní sytou páru

Parní turbína je tvořena vysokotlakovým a nízkotlakovým dílem, přitom výkon nízkotlakového dílu může být až 60% z celého ústrojí.

Tyto turbíny patří k nejrozšířenějším turbínám v jaderných elektrárnách. V tlakovodním reaktoru bývá tlak vstupní (admisní) syté páry na turbínu okolo 4,3 – 7,1 MPa a teplota 254,6 – 286,7 °C. U varného reaktoru bývá tlak okolo 6,5 – 7 MPa.

Hodnota teploty a tlaku vstupní páry je omezena parametry chladiva (vody) na výstupu z aktivní zóny reaktoru. Expanze syté páry začíná v oblasti mokré páry (*obr. 11*). Části turbíny, které pracují v oblasti mokré páry, jsou nejvíce vystaveny erozi oběžných lopatek.

Při expanzi snižujeme suchost páry x a zvětšujeme vlhkost páry. Vlhkost páry přitom nesmí překročit nikdy 14%, protože každým navýšením vlhkosti o jedno procento se snižuje termodynamická účinnost příslušného stupně turbíny o 0,87% a navíc dochází k erozi lopatek. [10]

Pokud tedy klesne hodnota suchosti páry při expanzi ve vysokotlaké části turbíny na hodnotu $x=0,87$, musíme expanzi ukončit a před další expanzí v nízkotlaké části páru zbavit vlhkosti. Tuto operaci provedeme pomocí odlučováku vlhkosti neboli separátoru umístěného hned vedle turbíny. Odlučovák je nejčastěji použit společně s přehřívákem páry jako na (*obr. 11*).

Pára při výstupu z odlučováku mívá vlhkost kolem 1%, poté se přivede do přehříváku a tuto páru poté necháme vyexpandovat ve druhé části (nízkotlaké) turbíny.

Vlhkost páry má nepříznivé vlivy pro celé soustrojí, protože kapičky vody, které jsou obsaženy v páře, mají větší setrvačnou hmotnost než pára, a proto se pohybují v jiných dráhách a také s jinými rychlostmi, než pro které byly dimenzovány lopatky oběžného kola. Dojde k brzdění lopatek kapičkami vody a následně k erozi lopatek a dále také i ke korozi skříně turbíny. Po nárazu kapiček na lopatky oběžného kola se na lopatkách vytvoří vodní film, který je unášen k hranám lopatek a v těchto místech se trhá a vnikají proto velké kapky. [10]

Parní turbína pracující v primárním okruhu jaderné elektrárny pracuje s radioaktivní sytou parou (díky průchodu páry přes reaktor). Tento vliv je nežádoucí pro lopatky oběžného kola, a proto je nutné zavést další konstrukční a bezpečnostní požadavky. Turbína proto musí být biologicky stíněna od obsluhy zařízení. Pro dokonalou těsnost používáme těsnící příruby s možným svarem v místě příruby nebo také ucpávky (labyrintové) hřídelů a ucpávky vřeten ventilů. Tato místa jsou nejpravděpodobnější pro únik radioaktivní páry. Proto tyto části musíme zaplit neradioaktivní parou (výroba v povrchovém rekuperačním výměníku tepla), která má vyšší tlak než radioaktivní pára. Únik radioaktivní páry kontrolují čidla umístěné na těsnících aparátech. Proto údržba turbín, které pracují s radioaktivní parou, je mnohem náročnější, než údržba turbín s neradioaktivní parou. Před následnou údržbou je proto nezbytně nutné odvést kontaminovaný kondenzát pryč z turbogenerátoru. [10]

3.2 Regulace turbíny

Turbínu je možno regulovat několika způsoby:

- a) Konvenční hydraulickou regulací (rychlostní regulátor reguluje otáčky turbíny a je umístěn na konci vysokotlakého dílu)
- b) Elektronickou regulací (elektronická regulace výkonu + regulací tlaku ventilem před turbínou)

Turbíny mají vždy takové ochranné opatření, aby nedošlo k navýšení jmenovitých otáček nad 11% a nedošlo k zničení turbíny. Tato opatření jsou aplikována pomocí rychlozávěrných ventilů, které mimo jiné plní i funkci při navýšení tlaku za turbínou nad povolenou mez, dále také aby nedošlo k posuvu rotoru v axiálním směru a také aby nedošlo při odpojení generátoru od sítě k rázovému odlehčení rotoru. Turbíny dimenzujeme pro zvýšení otáček až o 30%, protože při uzavření ventilů (kdy se překročí jmenovité otáčky o 1,1 násobek) dojde ke zvýšení otáček, které jsou způsobeny průtokem páry nízkotlakou částí turbíny. Turbíny konstruované pro vyšší otáčky (3000 ot/min) používají jako opatření rychlozávěrné klapky, přivírající průtok páry a tím zabraňují expanzi z vysokotlaké části a z potrubí v nízkotlaké části parní turbíny. [10]

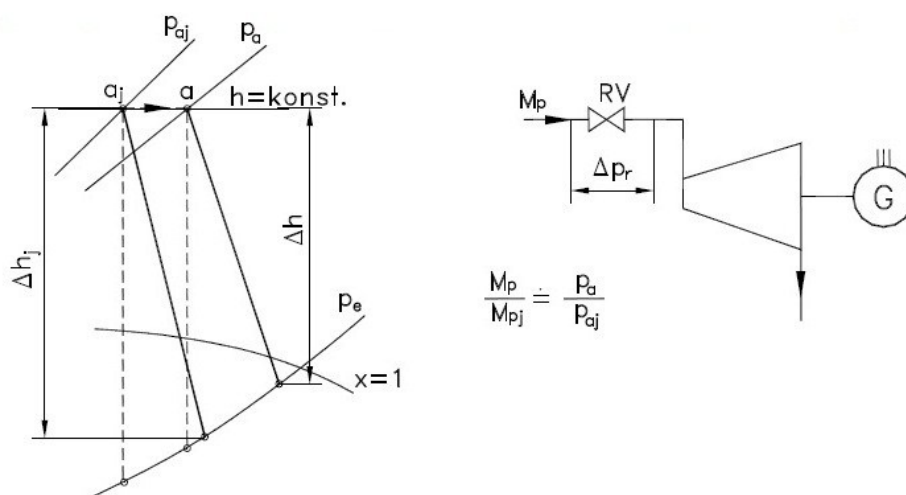
Turbíny na sytou páru mají oproti turbínám na přehřátou páru až šestkrát větší objemový průtok páry na vstupu a až dvakrát větší průtok na výstupu.

Výkon turbíny je dán součinem entalpií a hmotnostního průtoku. Proto můžeme výkon turbíny popsat následující rovnicí:

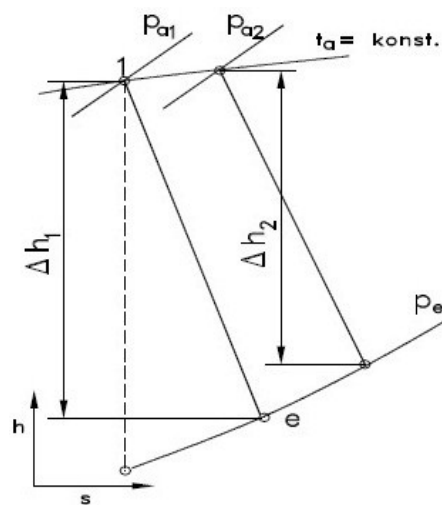
$$P_{sv} = \dot{m}_p \cdot \Delta i \cdot \Sigma \eta = P_i \cdot w_i \quad (5)$$

kde P_{sv} je výkon na svorkách generátoru, \dot{m}_p je množství páry, Δi je rozdíl entalpií, η jsou jednotlivé účinnosti, P_i je vnitřní výkon turbíny, w_i je práce 1kg páry.

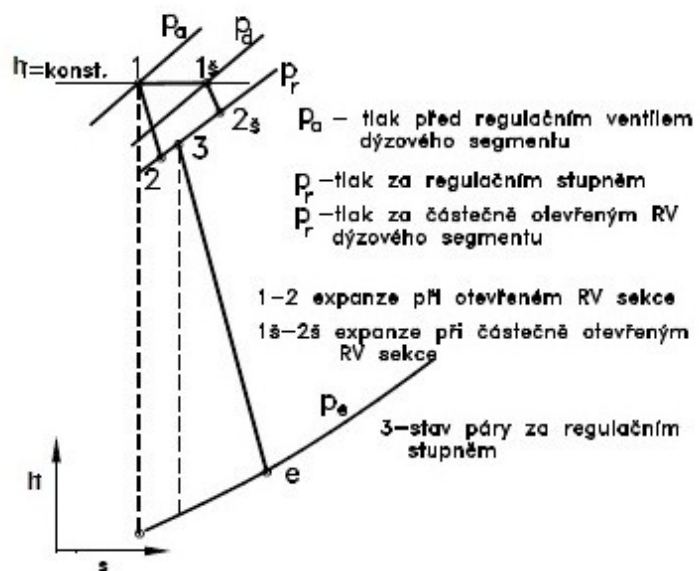
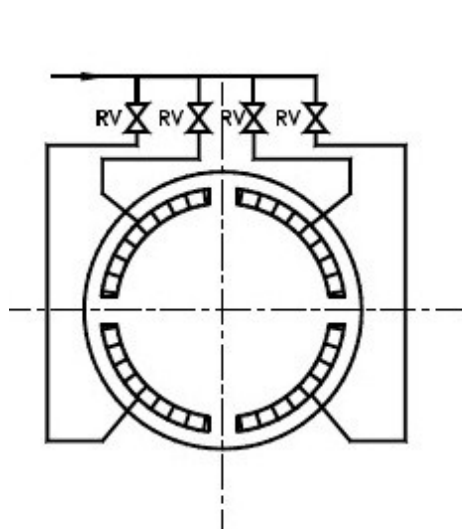
Pokud se při regulaci mění adiabatický spád, jde o regulaci škrcením (Obr. 12). Mění-li se při regulaci hmotnostní průtok páry, jde o skupinovou regulaci (Obr. 14). Pokud se mění jak adiabatický spád, tak hmotnostní průtok páry, jde o regulaci klouzavým tlakem (Obr. 13). [8]



Obr. 12 – Regulace turbíny škrcením dle [8]



Obr. 13 – Regulace klouzavým tahem dle [8]



Obr. 14 – Skupinová regulace dle [8]

Průtokovou charakteristiku parní turbíny můžeme stanovit z následujícího vztahu:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_j} \cong \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{1j}^2 - p_{2j}^2}} \quad (6)$$

kde \dot{m} značí mnohostní průtok páry, p_1 je tlak před stupněm turbíny, p_2 je tlak za stupněm turbíny, index „j“ značí jmenovitý stav. [8]

3.3 Parní turbíny v elektrárně Dukovany

Elektrárna Dukovany je elektrárna jaderná a používá osm parních turbín typu Škoda K220-44, má celkem čtyři výrobní bloky, to znamená dvě turbíny na jeden blok. Jedna turbína pracuje o maximálním výkonu 220 MW při otáčkách 3000 ot/min. Turbína je zde použita pro sytou páru a má jednu vysokotlakou část a dvě nízkotlaké části, z čehož vysokotlaká část má 6 stupňů a nízkotlaká 5 stupňů (celkem tedy 5x2). Turbína pracuje se vstupním tlakem páry 4,32 MPa a teplotou 256 °C. Poté dochází k expanzi (snížení tlaku na 0,48 MPa) ve vysokotlaké části, následně pára vstupuje do přehříváku a vystupuje z něho o tlaku 0,46 MPa a teplotě 216,5 °C. Poté pára postupuje do dvou nízkotlakých částí, znovu expanduje a vystupuje do dvou kondenzátorů (tlaky 0,00648 MPa a 0,00535 MPa). Vodu, kterou je nutno přivést do parního generátoru, je potřeba ohřát. Tuto činnost zajišťují regenerační ohříváky (dva vysokotlaké a pět nízkotlakých), které ohřívají vodu na 220 °C.

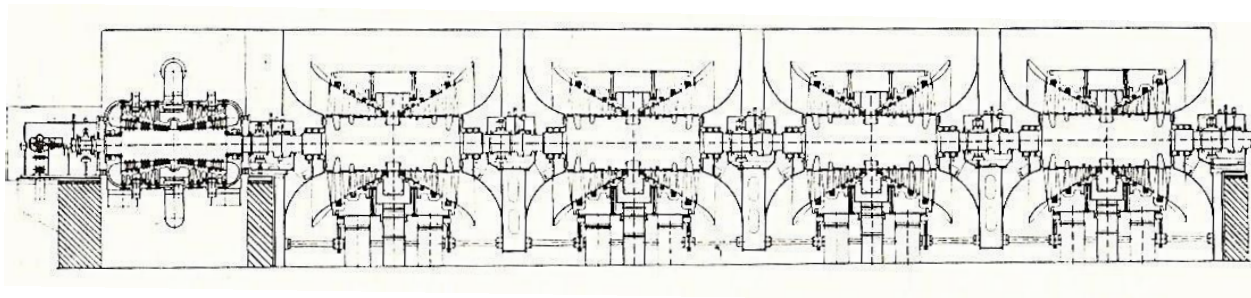
K regulaci výkonu turbíny se zde používá škrcení páry. Aby nedocházelo k deformaci turbíny při chladnutí, je potřeba ložiska turbíny mazat olejem (tlak 0,2-0,3 MPa) a také použít mechanické otáčecí zařízení, které otáčí těleso turbíny pro dochlazení.

Pro zajištění maximálního výkonu je třeba stále provádět údržbu použitých energetických strojů a zařízení. Proto v Jaderné elektrárně Dukovany došlo k modernizaci. První modernizací byla výměna trubkových svazků kondenzátorů (snížení tlakových ztrát), druhou modernizací byla výměna nízkotlaké části turbíny (pro vyšší výkon a výdrž) a poslední modernizací byla výměna vysokotlaké části. Po tomto zásahu se výkon elektrárny zvýšil o 5% (z 1375 MW na 1443 MW). Došlo také ke snížení tlaku v kondenzátoru zhruba

o 0,7 kPa a navýšení teploty a tlaku na vstupu do vysokotlaké části na 4,7 MPa a 260 °C.
[10]

3.4 Parní turbíny v elektrárně Temelín

Elektrárna Temelín je opět elektrárnou jadernou, která má 2 reaktory. Každému reaktoru odpovídá jedna parní turbína. Výkon jedné turbíny je 1000MW při 3000 ot/min. Je zde použita opět turbína pro sytou páru. Je zde jedna vysokotlaká část a tři nízkotlaké části z čehož vysokotlaká část má 5 stupňů a nízkotlaká 4 stupně. Pára, která vstupuje do vysokotlaké části, má tlak 5,8 MPa a teplotu 273,3 °C. Ve vysokotlaké části pára (po 5ti stupních) expanduje na tlak 0,79 MPa a následně vstupuje do dvou přehříváku, kde se teplota zvyšuje na 251 °C. Pára expanduje v nízkotlaké části a vstupuje do tří kondenzátorů. Dále se voda ohřívá v regeneračních ohřívácích (jeden vysokotlaký a čtyři nízkotlaké) na teplotu 220,9 °C a proudí do parního generátoru. Pro regulaci výkonu je zde opět použito škrcení páry. [10]



Obr. 15 – Podélný řez parní turbíny pro 500MW, 3000ot/min, tlak vstupní páry 5-7MPa

[4]

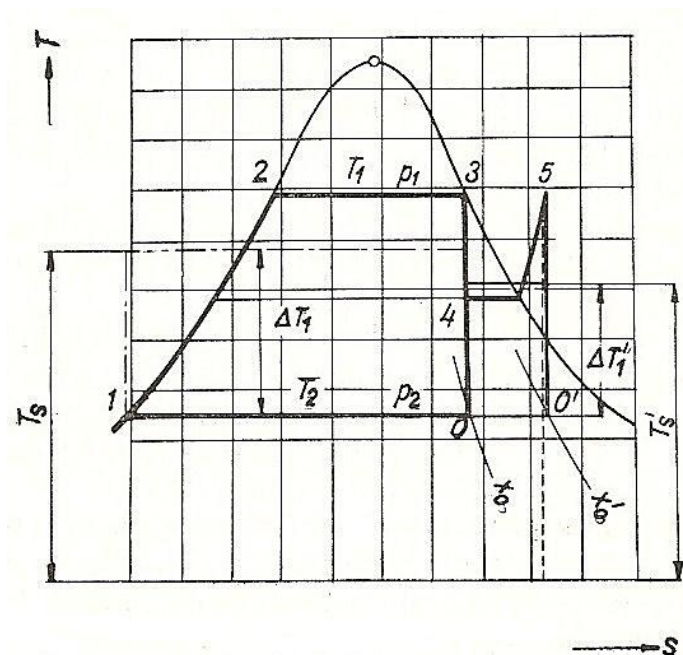
4. Nevýhody parních turbín na sytou páru

Turbíny na sytou páru oproti turbínám konvenčních elektráren mají spoustu nevýhod. Důvod, proč se neupustilo od turbín na sytou páru a nenahradily je turbíny konvenčních elektráren, je ten, že bychom museli zvýšit tlak a teplotu páry. Tento přechod není nutný. Avšak rozdíly mezi těmito turbínami je značný. Je zde celá řada nevýhod, například:

4.1 Vlhkost páry

Vlhkost páry záleží na vstupním a výstupním tlaku turbíny. Absencí nedostatečné kondenzační plochy při expanzi přechází pára do stavu podchlazení. Pokud podchlazení dosáhne hodnoty odpovídající kritické velikosti kapek, pak se z mokré páry budou vylučovat vodní kapičky. Zde nastává ke spontánní kondenzaci. Tento děj nastává na Wilsonově linii. Tato linie je geometrickým místem bodů odpovídajících stavům největšího podchlazení. Tato oblast odpovídá suchosti páry $x=0,95-0,96$. Spolu s jemnými kapkami vznikají i kapičky velkých průměrů, až do 0,5mm. Tyto kapky nepříznivě způsobují snížení účinnosti stupně turbíny a především k erozi lopatek turbíny. Ta je způsobena kapkami vznikajícími tříštěním vodního filmu na výstupních hranách lopatek. Tyto kapky jsou urychlovány a narážejí velkou rychlostí na povrch lopatek. Snížení účinnosti stupně je způsobeno spotřebou energie pro urychlení kapek proudem páry, což považujeme za nepřímou brzdící ztrátu. Snížení účinnosti je také způsobeno přímou brzdící ztrátou, a to brzdným účinkem dopadajících kapek na lopatky v opačném směru, než proudící pára.[4]

Vlhkost páry můžeme eliminovat několika způsoby. Buď zmenšením vlhkosti přívodem tepla po částečné expanzi, nebo odvodem vody z expandující páry. Přihřívání vstupní a odběrovou parou je naznačeno na (obr. 16). [4]








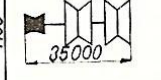

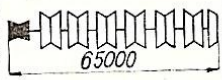
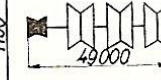
Obr. 16 – Oběh se sytou párou s přehříváním po částečné expanzi dle [4]

4.2 Velký průtočný objem páry na vstupu a z výstupu turbíny

Tento objem je dán vstupními a výstupními parametry páry. Turbína o výkonu 600 MW na sytou páru má průtočný objem páry na vstupu čtyřikrát větší a na výstupu dvakrát větší, než u turbíny konvenční elektrárny. Tento průtočný objem je způsobem hlavně nízkým tlakem syté páry, velkým výkonem a následně také malým izoentropickým spádem. Pokud se zvyšuje průtočný objem, stěžují se technologie pro řešení přívodu páry do turbíny. Díky malému izoentropickému spádu vzniká velká ztráta vstupní rychlosti. Snížením této ztráty je možno dosáhnout použitím lopatek maximálních délek pro stanovený počet otáček. Pro 1500 otáček za minutu je tato délka maximálně 1500mm, pro 1800 otáček za minutu potom 1320mm a při 3000 otáčkách za minutu je maximální délka lopatky posledního stupně 1000mm.

Tím, že jsou použity maximální délky lopatek posledních stupňů, je nutno pro zajištění stanovených výkonů použít paralelní vstupy do kondenzátoru. Počet paralelních vstupů je při stejných otáčkách mnohem větší, než u turbín konvenčních elektráren. Za posledním stupněm turbíny se dostaneme s tlakem kolem 3 kPa. Tento vliv vede k obrovským délkám turbín, které jsou konstrukčně velice namáhavé, až nemožné. Proto do výkonů 300MW používáme turbíny pro 3000 otáček za minutu a od výkonů 300MW

používáme turbíny s 1500 otáčkami za minutu. Snížením otáček se zvětší průřez výstupní páry v posledním stupni a tím se sníží počet vstupů do kondenzátoru. Snížením otáček se také sníží obvodová rychlost lopatek turbíny a snižuje se eroze lopatek. Pokud snížíme otáčky, můžeme si dovolit postavit turbínu větších rozměrů a tím zvětšit potrubí pro regenerační odběr páry. Turbíny konvenčních elektráren jsou koncepčně složitější, než turbíny na sytou páru. Turbíny na sytou páru s 1500 otáčkami za minutu nemají středotlaký díl a pro menší výkony je možno použít jeden vysokotlaký díl. [4]

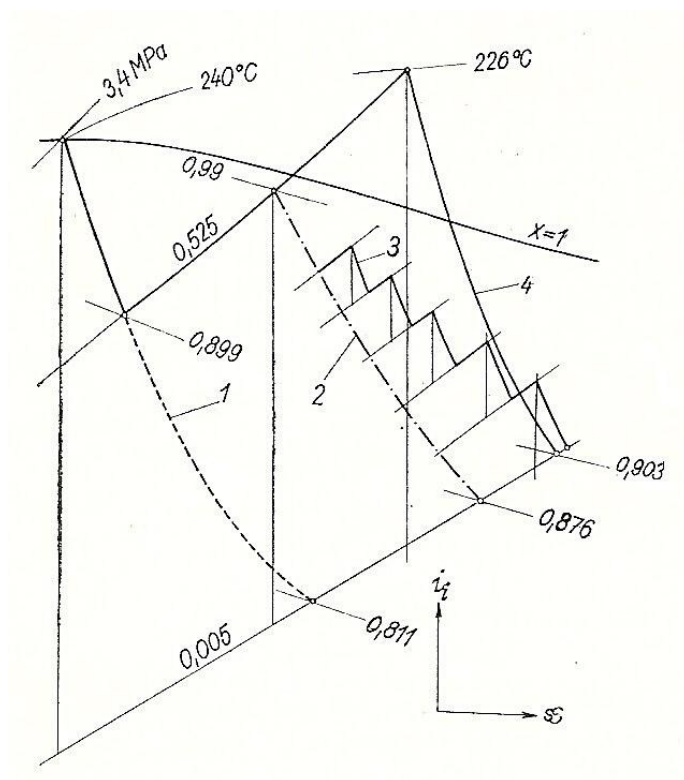
P	Konvenční elektrárny		Jaderné elektrárny			
	$n=3000 \text{ min}^{-1}$		$n=3000 \text{ min}^{-1}$	$n=1500 \text{ min}^{-1}$	$n=1500 \text{ min}^{-1}$	
300 MW		21900mm		24000		20000
600 MW		34000		42000		35000
1000 MW		42000		65000		49000

Obr. 17 – Délky turbín a počet těles pro různé výkony a otáčky dle [4]

4.3 Navýšení otáček turbíny při uzavření regulačních ventilů

Dříve, než se uzavřou rychlozavěrné ventily, dojde k navýšení otáček. Stoupání otáček je navýšeno díky energii páry, která zůstala uzavřena v turbíně a dalších zařízeních, jako jsou potrubí, separátory a přehříváky. Velké zvýšení otáček vzniká odpařováním vody v různých místech stroje. Proto musíme turbínu dimenzovat na zvýšení otáček. Jedním z opatření, které by zamezilo zvýšení otáček a tím i deformaci turbíny, je použití záchytných ventilů mezi VT a NT částí turbíny. [4]

Na Obr. 18 je naznačen průběh expanze v turbíně – 1) bez separátoru a přehříváku, 2) se separátorem, 3) se separátorem a odvodněním, 4) se separátorem a přehřívákem.



Obr. 18 – Průběh expanze v turbíně na sytou páru dle [4]



Obr. 19 – Detail uchycení oběžných lopatek dle [2]

5. Odstraňování vlhkosti páry

Turbínu chráníme proti vlhkosti především aktivními prostředky a pasivními prostředky.

Mezi pasivní prostředky patří:

1. Povrchová úprava lopatek (kalení – 13% Cr) v oblasti hran v horní třetině délky
2. Letování stelitových pásků (62% Co, 7%W, 25% Cr, tloušťka 1-2mm), nesmí se použít na turbíny pracující s radioaktivní parou.
3. Elektrojiskrové nanášení ochranné vrstvy z wolframových slitin, ze stelitu, popř. z rychlořezné slitiny (16% TiC, 8% Co, 78% WC), kde největší odolnost proti korozi má naletovaný stelit, nižší má kalený povrch a nejnižší elektrojiskrové nanášený materiál. Nejmenší mez únavy, vliv na velikost vnitřních pnutí má elektrojiskrové nanášení materiálu. Jako klad ovšem můžeme brát technologickou nenáročnost a možnost obnovení. Stelitové pásky, které se pájí, jsou nejdražší a nejobtížnější. [3]

K aktivním prostředkům odstraňujícím vlhkost páry:

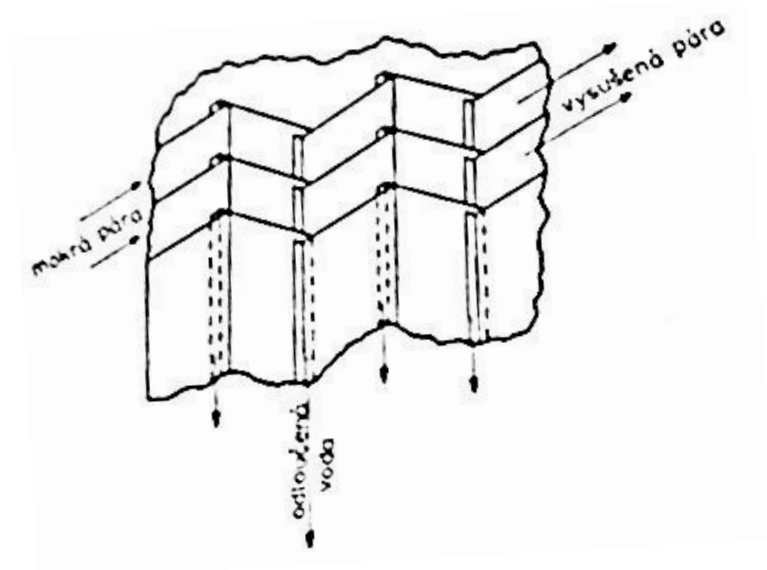
1. Použití regeneračních odběrů páry z turbíny k odloučení vlhkosti
2. Odvod vody za oběžnými i za rozváděcími lopatkami – voda hnaná k obvodu odstředivou silou
3. Použití vnitřního separátoru (odlučováku) vlhkosti
4. Použití vnějšího separátoru umístěných vedle turbíny
5. Vytápěné rozváděcí lopatky, které jsou duté. Vodní film, který je na teplém povrchu lopatky, se odpaří a sníží se tím vlhkost. [3]

Odlučováky vlhkosti konstruujeme jako:

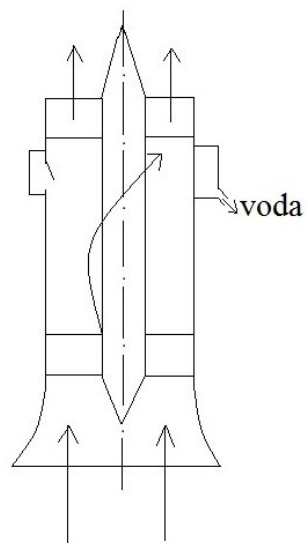
žaluziové (obr. 20)

cyklonové (obr. 21) - největší tlaková ztráta, vlhkost 1%

síťové (nejnižší tlaková ztráta, vlhkost 0,1 – 0,2%)



Obr. 20 – Žaluziový odlučovák dle [3]

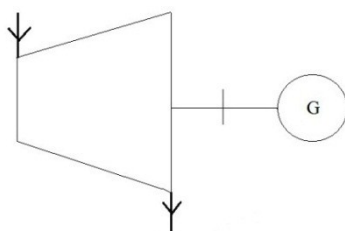


Obr. 21 – cyklonový odlučovák dle [3]

6. Základní způsoby rozvodu páry v turbíně a na výstupu z turbíny

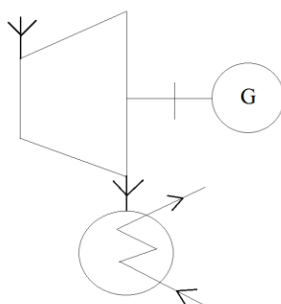
Podle těchto kritérií turbíny dělíme na:

- 1) protitlaké (obr. 22), kde pára vystupující z turbíny má vyšší tlak než u kondenzační turbíny, použití je tam, kde je celoroční odběr admisní páry, používá se zejména k otopným účelům.



Obr. 22 – protitlaká turbína dle [3]

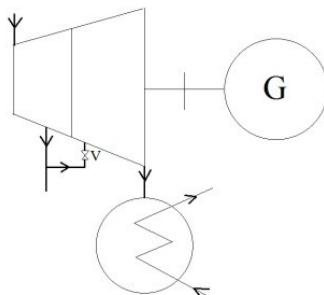
- 2) kondenzační (obr. 23), kde pára expanduje na nejnižší tlak v kondenzátoru (daný teplotou chladicí vody). U této turbíny platí, že stejné množství páry, jako u protitlaké turbíny, vyrobí více elektrické energie. Nicméně kondenzační teplo páry přichází nazmar (je odvedeno chladicími věžemi do vzduchu).



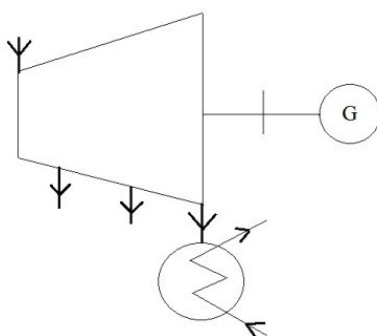
obr. 23 – kondenzační turbína dle [3]

- 3) odběrové. Tyto turbíny umožňují odběr páry o takovém tlaku, který je potřebný pro průmyslové účely, tj. otop či regenerační ohřev napájecí vody. Odběry mohou být buď neregulované – obr. 24 (vývody páry umístěny za příslušným tlakovým stupněm) nebo

regulované – *obr. 25* (turbína oddělena přepážkou a další množství páry, které postupuje do další části, regulujeme ventilem.

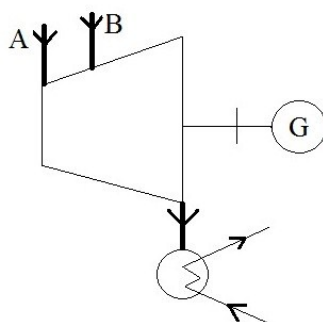


obr. 24 - odběrová turbína s neregulovaným odběrem dle [3]



obr. 25 – odběrová turbína se dvěma odběry dle [3]

- 4) dvojí páru (*obr. 26*), kde se nachází hlavní přívod admisní páry (A), ale také vedlejší přívod páry (B), který má nižší tlak a zavádí se do příslušného tlakového stupně turbíny. Použití je tam, kde je zapotřebí, aby parní generátor vyráběl páru dvojího tlaku.

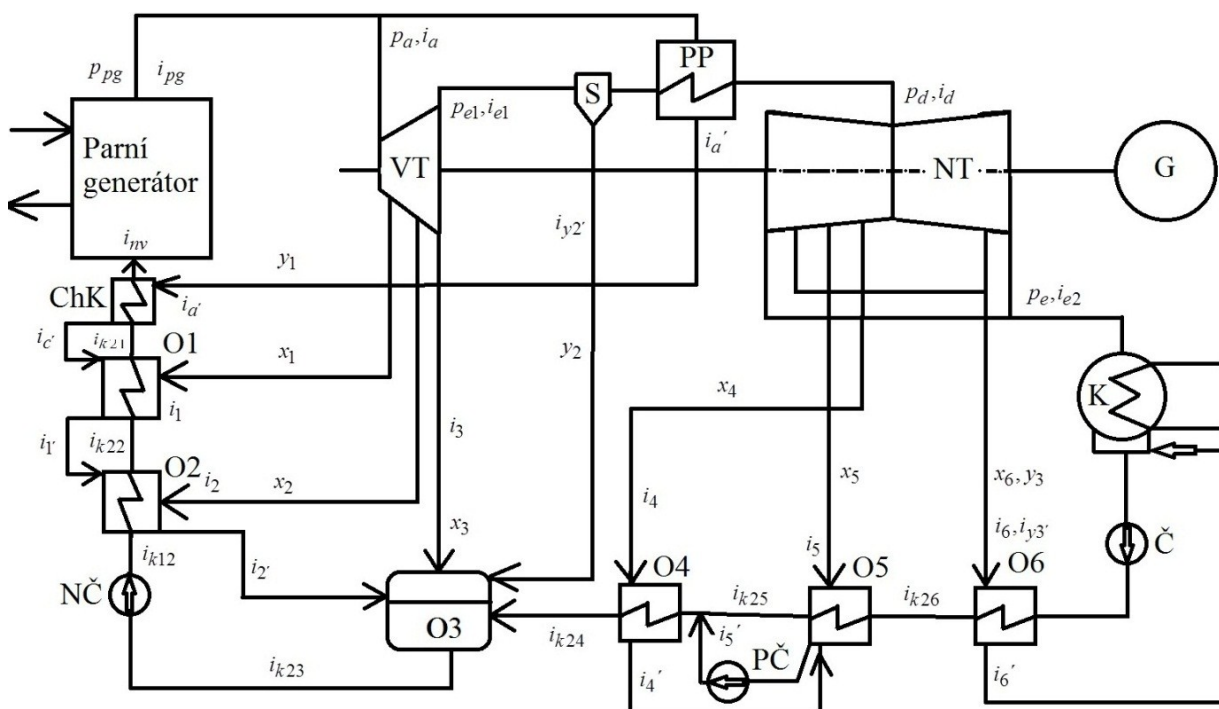


obr. 26 – turbína na dvojí páru dle [3]

7. Výpočet sekundárního okruhu jaderné elektrárny

Výpočet sekundárního okruhu bude obsahovat výpočet ohřívání napájecí vody, také určení množství páry potřebného pro provoz turbíny, stanovení práce 1kg páry, určení výkonu na svorkách generátoru, dále čistý výkon a účinnost jaderné elektrárny, návrh kondenzátoru pro množství páry vystupující z turbíny.

Pro výpočet parametrů sekundárního okruhu musíme znát požadavky kladené na zařízení, jako jsou například: teplota napájecí vody, tepelné schéma, teplota chladicí vody, parametry páry na výstupu z parogenerátoru. [7]



Obr. 27 – Sekundární okruh jaderné elektrárny s označenými zařízeními dle [7]

VT – vysokotlaká část turbíny, NT – nízkotlaká část turbíny, G – generátor el. proudu, K – kondenzátor, S – odlučovač vlhkosti, PP – přehřívák páry, Č – kondenzační čerpadlo, NČ – napájecí čerpadlo, ChK – chladič kondenzátu, PČ – přečerpávací čerpadlo, O1-O6 – regenerační ohříváky napájecí vody.

Na (obr. 27) vidíme tepelné schéma. V primárním okruhu se předává teplo z reaktoru tlakové vodě. V sekundárním okruhu máme kondenzační turbínu na sytou páru. Mezi VT a NT dílem turbíny je odlučovač vlhkosti společně s přehřívákem. Napájecí vodu ohříváme šesti regeneračními ohříváky. [7]

7.1 Výpočet tlaků, teplot a entalpií sekundárního okruhu jaderné elektrárny

Výpočet uvažujeme k jaderné elektrárně o tepelném výkonu 1500MW. Parogenerátor vyrábí páru o tlaku 5,890MPa. Teplotu napájecí vody máme zadánu, ta činí 228°C. Tlak v kondenzátoru je 0,0039MPa. Při teplotě 165°C probíhá odplyňování. Turbínu uvažujeme ve VT dílu 3 stupňovou, v NT jsou 4 stupně. Kondenzátor použijeme jeden, dvoustupňový.

Dále při výpočtu je třeba uvažovat různé ztráty, které jsou popsány u jednotlivých vztahů.

Tepelné a ucpávkové ztráty zanedbáváme. Příkony strojů také.

Pro výpočet entalpií, teplot a tlaků používám výpočetní program EES.

Tepelný výkon jaderné elektrárny	$P_{te} = 1500MW$
Množství odběrové páry mezi VT a NT stupněm pro přehřívák	$y_1 = 0,06$
Množství odloučené vlhkosti z odlučovače vlhkosti:	$y_2 = 0,09$
Koeficient odloučené vlhkosti v odlučovači vlhkosti:	$k_{y2} = 12,5\% = 0,125$
Koeficient odloučené vlhkosti v NT části turbíny:	$k_{y3} = 3\% = 0,03$
Teplota napájecí vody:	$t_{mv} = 227^{\circ}C$
Účinnost chladiče kondenzátu:	$\eta_c = 0,97$
Účinnost vysokotlakého regeneračního ohříváku:	$\eta_{ov} = 0,97$
Účinnost odplyňovače:	$\eta_{o3} = 0,98$
Účinnost nízkotlakého regeneračního ohříváku:	$\eta_{o4} = 0,98$
Tlak páry v parním generátoru:	$p_{pg} = 5,890MPa$
Tlak v kondenzátoru:	$p_p = 0,0039MPa$

Tab. 2 – Zadané parametry

Výtlačný tlak napájecího čerpadla (uvažovaná 30% ztráta v parním generátoru):

$$p_n = p_{pg} \cdot 1,3 = 5,890 \cdot 1,3 = 7,657 \text{ MPa} \quad (7)$$

Tlak admisní páry na vstupu do VT dílu turbíny (uvažovaná ztráta 2,5% z tlaku parního generátoru):

$$p_a = p_{pg} \cdot (1 - 0,025) = 5,890 \cdot 0,975 = 5,740 \text{ MPa} \quad (8)$$

Tlak za posledním stupněm VT dílu turbíny navazuje na teplotu sytosti páry v odplyňovači t_{od} , která je 165°C :

$$p_{o3} \Rightarrow p_{o3}(x=0, t_{od}) = 0,778 \text{ MPa}$$

Tlak za posledním stupněm VT části turbíny:

$$p_{e1} = p_{o3} = 0,778 \text{ MPa} \quad (9)$$

Tlak za posledním stupněm NT části turbíny vypočteme z tlaku v kondenzátoru a odečtením tlakových ztrát mezi kondenzátorem a turbínou, které činí 10%:

$$p_{e2} = \frac{p_k}{1 - 0,1} = \frac{3,9}{0,9} = 4,333 \text{ kPa} \quad (9)$$

Tlak na vstupu do NT části turbíny (uvažovaná tlaková ztráta v odlučovači vlhkosti a v přehříváku 15%):

$$p_d = p_{e1} \cdot (1 - 0,15) = 0,778 \cdot 0,85 = 0,660 \text{ MPa} \quad (10)$$

Uvažovaný průběh teplot kondenzátu za regeneračním ohřívákem [7]:

$$t_{k21} = 225^\circ\text{C}$$

$$t_{k22} = 195^\circ\text{C}$$

$$t_{k23} = 165^\circ\text{C}$$

$$t_{k24} = 130^\circ\text{C}$$

$$t_{k25} = 100^\circ\text{C}$$

$$t_{k26} = 70^\circ\text{C}$$

Teploty sytosti kondenzující páry (počítáme s teplotními rozdíly u VT (3°C) a NT ohřívácích (2°C)):

$$t_{o1} = 225 + 3 = 228^{\circ}\text{C}$$

$$t_{o2} = 195 + 3 = 198^{\circ}\text{C}$$

$$t_{o3} = 165^{\circ}\text{C}$$

$$t_{o4} = 130^{\circ}\text{C}$$

$$t_{o5} = 100 + 2 = 102^{\circ}\text{C}$$

$$t_{o6} = 70 + 2 = 72^{\circ}\text{C}$$

Tlaky v místech odběru na straně u regeneračního ohříváku:

$$p_1 \Rightarrow p_1(t_{o1}, x = 0) = 2,695 \text{ MPa}$$

$$p_2 \Rightarrow p_2(t_{o2}, x = 0) = 1,489 \text{ MPa}$$

$$p_3 \Rightarrow p_3(t_{o3}, x = 0) = 0,699 \text{ MPa}$$

$$p_4 \Rightarrow p_4(t_{o4}, x = 0) = 0,287 \text{ MPa}$$

$$p_5 \Rightarrow p_5(t_{o5}, x = 0) = 0,108 \text{ MPa}$$

$$p_6 \Rightarrow p_6(t_{o6}, x = 0) = 0,033 \text{ MPa}$$

Skutečné tlaky v místech odběru mezi regeneračními ohříváky stanovíme přičtením tlakové ztráty 10% v potrubí:

$$p_{ox} = \frac{p_x}{1 - 0,1} \tag{11}$$

$$p_{o1} = \frac{p_1}{1 - 0,1} = \frac{2,696}{0,9} = 2,996 \text{ MPa}$$

$$p_{o2} = \frac{p_2}{1 - 0,1} = \frac{1,491}{0,9} = 1,657 \text{ MPa}$$

$$p_{o3} = \frac{p_3}{1 - 0,1} = \frac{0,700}{0,9} = 0,778 \text{ MPa}$$

$$p_{o4} = \frac{p_4}{1-0,1} = \frac{0,287}{0,9} = 0,319 \text{ MPa}$$

$$p_{o5} = \frac{p_5}{1-0,1} = \frac{0,109}{0,9} = 0,121 \text{ MPa}$$

$$p_{o6} = \frac{p_6}{1-0,1} = \frac{0,034}{0,9} = 0,038 \text{ MPa}$$

Entalpie syté kapaliny na straně sacího potrubí čerpadla:

$$i_s \Rightarrow i_s(p_3, x=0) = 697,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie kondenzátu za čerpadlem při tlaku p_n :

$$i_n \Rightarrow i_n(p_n, x=0) = 705,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teoretický nárůst entalpie v čerpadle:

$$i_{n-t} = i_n - i_s = 705,08 - 697,18 = 7,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (17)$$

Skutečný nárůst entalpie v čerpadle (uvažování účinnosti čerpadla $\eta_c=0,85$):

$$i_{n-sk} = \frac{i_{n-t}}{\eta_c} = \frac{7,9}{0,85} = 9,294 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (18)$$

Entalpie za napájecím čerpadlem (obr. 27):

$$i_{k12} = i_s + i_{n-sk} = 697,18 + 9,294 = 706,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (19)$$

$$i_{k21} \Rightarrow i_{k21}(p_n, t_{k21}) = 968,13 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{k22} \Rightarrow i_{k22}(p_n, t_{k22}) = 832,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{k23} \Rightarrow i_{k23}(p_n, t_{k23}) = 697,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{k24} \Rightarrow i_{k24}(x=0, t_{k24}) = 546,33 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{k25} \Rightarrow i_{k25}(x=0, t_{k25}) = 419,11 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{k26} \Rightarrow i_{k26}(x=0, t_{k26}) = 292,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie admisní páry před VT dílem turbíny:

$$i_{at} \Rightarrow i_{at}(p_{pg}, p_a, i_{pg}) = 2781,14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie admisní páry na vstupu do VT dílu turbíny po odečtení ztráty na regulačních ventilech:

$$i_a = i_{at} - i_{zt} = 2781,14 - 12,5 = 2768,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (20)$$

Entalpie páry za přehřívákem páry:

$$i_a' \Rightarrow i_a'(p_a, x = 0) = 1199 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie páry před NT dílem turbíny:

$$i_{dt} \Rightarrow i_{dt}(p_d, x = 1) = 2761 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie páry při vstupu do NT dílu turbíny s uvažovanou ztrátou na regulačních ventilech:

$$i_d = i_{dt} - i_{zt} = 2761 - 12,5 = 2748,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (21)$$

Entalpie páry na výstupu z parního generátoru:

$$i_{pg} \Rightarrow i_{pg}(p_{pg}, x = 1) = 2644,12 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie páry za posledním stupněm VT části turbíny:

$$i_{e1} = i_{o3}$$

Entalpie páry za posledním stupněm NT části turbíny po odloučení vlhkosti:

$$i_{e2t} \Rightarrow i_{e2t}(p_{o6}, p_{e2}, i_{o6}) = 2135,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Po odečtení ztráty výstupní rychlostí ($30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$) dostaneme skutečnou entalpii páry za posledním stupněm NT dílu turbíny:

$$i_{e2} = i_{e2t} - i_{zt2} = 2135,8 - 30 = 2105,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (22)$$

Entalpie napájecí vody:

$$i_{nv} \Rightarrow i_{nv}(p_n, t_{nv}) = 976,22 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie páry v místech odběru VT části turbíny s účinností $\eta=0,8$:

$$i_{o1} \Rightarrow i_{o1}(p_a, p_{o1}, i_a) = 2671,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{o2} \Rightarrow i_{o2}(p_a, p_{o2}, i_a) = 2587,28 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{o3} \Rightarrow i_{o3}(p_a, p_{o3}, i_a) = 2487,32 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie páry v místech odběru NT části turbíny:

$$i_{o4} \Rightarrow i_{o4}(p_d, p_{o4}, i_d) = 2634,63 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{o5} \Rightarrow i_{o5}(p_d, p_{o5}, i_d) = 2499,60 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{o6} \Rightarrow i_{o6}(p_d, p_{o6}, i_d) = 2356,79 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie topné látky na vstupu do regeneračních ohříváků:

$$i_1 \Rightarrow i_1(p_{o1}, p_1, i_{o1}) = 2651,63 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_2 \Rightarrow i_2(p_{o2}, p_2, i_{o2}) = 2568,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_3 \Rightarrow i_3(p_{o3}, p_3, i_{o3}) = 2470,03 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_4 \Rightarrow i_4(p_{o4}, p_4, i_{o4}) = 2616,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_5 \Rightarrow i_5(p_{o5}, p_5, i_{o5}) = 2483,48 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_6 \Rightarrow i_6(p_{o6}, p_6, i_{o6}) = 2341,52 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie topné látky na výstupu z regeneračních ohříváků:

$$i_1' \Rightarrow i_1'(p_1, x=0) = 980,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_2' \Rightarrow i_2'(p_2, x=0) = 843,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_3' \Rightarrow i_3'(p_3, x=0) = 697 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_4' \Rightarrow i_4'(p_4, x=0) = 555,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_5' \Rightarrow i_5'(p_5, x = 0) = 426,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_6' \Rightarrow i_6'(p_6, x = 0) = 298,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie vody za chladičem kondenzátu:

$$i_c' = i_a' - \frac{i_{mv} - i_{k21}}{y_1 \cdot \eta_c} = 1199 - \frac{976,22 - 968,13}{0,06 \cdot 0,97} = 1059,997 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (23)$$

Entalpie odloučené vlhkosti v odlučovači vlhkosti:

$$i_{y2}' \Rightarrow i_{y2}'(p_{e1}, x = 0) = 716,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie odloučené vlhkosti v NT dílu turbíny:

$$i_{y3}' \Rightarrow i_{y3}'(p_{06}, x = 0) = 312,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie kondenzátu pro tlak p_k :

$$i_k' \Rightarrow i_k'(p_k, x = 0) = 119,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Množství odběrové páry nutné pro provoz regeneračního ohříváku O1 [7]:

$$x_1 = \frac{i_{k21} - i_{k22}}{(i_1 - i_1') \cdot \eta_{ov}} - \frac{y_1 \cdot (i_c' - i_1')}{(i_1 - i_1')} = \frac{968,13 - 832,86}{(2651,63 - 980,7) \cdot 0,97} - \frac{0,06 \cdot (1059,997 - 980,7)}{(2651,63 - 980,7)} \quad (24)$$

$$x_1 = 0,0806$$

Množství odběrové páry nutné pro provoz regeneračního ohříváku O2 [7]:

$$x_2 = \frac{i_{k22} - i_{k12}}{(i_2 - i_2') \cdot \eta_{ov}} - \frac{(x_1 + y_1) \cdot (i_1' - i_2')}{(i_2 - i_2')} = \frac{832,86 - 706,47}{(2568,65 - 843,2) \cdot 0,97} - \frac{(0,0806 + 0,06) \cdot (980,7 - 843,2)}{(2568,65 - 843,2)} \quad (25)$$

$$x_2 = 0,0596$$

Množství odběrové páry nutné pro provoz odplyňovače O3 [7]:

$$x_3 = \frac{(1 - x_1 - x_2 - y_1 - y_2) \cdot \frac{i_{k23} - i_{k24}}{\eta_{o3}}}{i_3 - i_{k23} + \frac{i_{k23} - i_{k24}}{\eta_{o3}}} - \frac{(x_1 + x_2 + y_1) \cdot (i_2' - i_{k23}) + y_2 \cdot (i_{y2}' - i_{k23})}{i_3 - i_{k23} + \frac{i_{k23} - i_{k24}}{\eta_{o3}}} \quad (26)$$

$$x_3 = \frac{(1 - 0,0806 - 0,0596 - 0,06 - 0,09) \cdot \frac{697,08 - 546,33}{0,98}}{2470,03 - 697,08 + \frac{697,08 - 546,33}{0,98}} - \frac{(0,0806 + 0,0596 + 0,06) \cdot (843,2 - 697,08) + 0,09 \cdot (716,1 - 697,08)}{2470,03 - 697,08 + \frac{697,08 - 546,33}{0,98}}$$

$$x_3 = 0,0474$$

Množství odběrové páry nutné pro provoz regeneračního ohříváku O4 [7]:

$$x_4 = \frac{(1 - x_1 - x_2 - x_3 - y_1 - y_2) \cdot (i_{k24} - i_{k25})}{(i_4 - i_4') \cdot \eta_{o4}} \quad (27)$$

$$x_4 = \frac{(1 - 0,0806 - 0,0596 - 0,0474 - 0,06 - 0,09) \cdot (546,33 - 419,11)}{(2616,47 - 555,1) \cdot 0,98}$$

$$x_4 = 0,0417$$

Množství odběrové páry nutné pro provoz regeneračního ohříváku O5 [7]:

$$x_5 = \frac{(1 - x_1 - x_2 - x_3 - x_4 - y_1 - y_2) \cdot \frac{(i_{k25} - i_{k26})}{\eta_{o4}}}{i_5 - i_5' + \frac{i_{k25} - i_{k26}}{\eta_{o4}}} - \frac{x_4 \cdot (i_4' - i_5')}{i_5 - i_5' + \frac{i_{k25} - i_{k26}}{\eta_{o4}}} \quad (28)$$

$$x_5 = \frac{(1 - 0,0806 - 0,0596 - 0,0474 - 0,0417 - 0,06 - 0,09) \cdot \frac{(419,11 - 292,99)}{0,98}}{2483,48 - 426,5 + \frac{419,11 - 292,99}{0,98}} -$$

$$- \frac{0,0417 \cdot (555,1 - 426,5)}{2483,48 - 426,5 + \frac{419,11 - 292,99}{0,98}}$$

$$x_5 = 0,0341$$

Množství odběrové páry nutné pro provoz regeneračního ohříváku *O6* [7]:

$$x_6 = \frac{(1 - x_1 - x_2 - x_3 - x_4 - x_5 - y_1 - y_2) \cdot (i_{k26} - i_k')}{(i_6 - i_6') \cdot \eta_{o4}} - \frac{y_3 \cdot (i_{y3}' - i_6')}{i_6 - i_6'} \quad (29)$$

$$x_6 = \frac{(1 - 0,0806 - 0,0596 - 0,0474 - 0,0417 - 0,0341 - 0,06 - 0,09) \cdot (292,99 - 119,5)}{(2341,52 - 298,4) \cdot 0,98} -$$

$$- \frac{0,023 \cdot (312,4 - 298,4)}{2341,52 - 298,4}$$

$$x_6 = 0,0507$$

Množství páry nutného pro provoz turbíny [7]:

$$Q_{mp} = \frac{P_{te}}{i_{pg} - i_{nv}} = \frac{1500 \cdot 10^6}{(2644,12 - 976,22) \cdot 10^3} = 899,335 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 3238 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} \quad (30)$$

kde P_{te} je tepelný výkon jaderného reaktoru, i_{pg} je entalpie páry na výstupu z generátoru, i_{nv} je entalpie napájecí vody.

Celkové množství páry, které proudí různými částmi oběhu [7]:

$$x_j = \frac{Q_{mox}}{Q_{mp}} \Rightarrow Q_{mox} = x_j \cdot Q_{mp} \quad (31)$$

$$y_j = \frac{Q_{moyx}}{Q_{mp}} \Rightarrow Q_{moyx} = y_j \cdot Q_{mp} \quad (32)$$

Množství páry proudící regeneračním ohřívákem O_1 :

$$Q_{moI} = x_1 \cdot Q_{mp} = 0,0806 \cdot 899,335 = 72,486 kg \cdot s^{-1}$$

Množství páry proudící regeneračním ohřívákem O_2 :

$$Q_{moII} = x_2 \cdot Q_{mp} = 0,0596 \cdot 899,335 = 53,600 kg \cdot s^{-1}$$

Množství páry proudící regeneračním ohřívákem O_3 :

$$Q_{moIII} = x_3 \cdot Q_{mp} = 0,0474 \cdot 899,335 = 42,629 kg \cdot s^{-1}$$

Množství páry proudící regeneračním ohřívákem O_4 :

$$Q_{moIV} = x_4 \cdot Q_{mp} = 0,0417 \cdot 899,335 = 37,502 kg \cdot s^{-1}$$

Množství páry proudící regeneračním ohřívákem O_5 :

$$Q_{moV} = x_5 \cdot Q_{mp} = 0,0341 \cdot 899,335 = 30,667 kg \cdot s^{-1}$$

Množství páry proudící regeneračním ohřívákem O_6 :

$$Q_{moVI} = x_6 \cdot Q_{mp} = 0,0507 \cdot 899,335 = 45,596 kg \cdot s^{-1}$$

Množství páry proudící chladičem kondenzátu:

$$Q_{moy1} = y_1 \cdot Q_{mp} = 0,06 \cdot 899,335 = 53,960 kg \cdot s^{-1}$$

Množství separované vody v odlučovači vlhkosti:

$$Q_{moy2} = y_2 \cdot Q_{mp} = 0,09 \cdot 899,335 = 80,940 kg \cdot s^{-1}$$

Množství odloučené vody v NT části turbíny:

$$Q_{moy3} = y_3 \cdot Q_{mp} = 0,023 \cdot 899,335 = 20,685 kg \cdot s^{-1}$$

Práce 1kg páry, která proudí turbínou [7]:

$$\begin{aligned}
 w_i = & (1 - y_1) \cdot (i_a - i_{o1}) + (1 - x_1 - y_1) \cdot (i_{o1} - i_{o2}) + (1 - x_1 - x_2 - y_1) \cdot (i_{o2} - i_{o3}) + \\
 & + (1 - x_1 - x_2 - x_3 - y_1) \cdot (i_{o3} - i_{e1}) + (1 - x_1 - x_2 - x_3 - y_1 - y_2) \cdot (i_d - i_{o4}) + \\
 & + (1 - x_1 - x_2 - x_3 - x_4 - y_1 - y_2) \cdot (i_{o4} - i_{o5}) + \\
 & + (1 - x_1 - x_2 - x_3 - x_4 - x_5 - y_1 - y_2) \cdot (i_{o5} - i_{o6}) + \\
 & + (1 - x_1 - x_2 - x_3 - x_4 - x_5 - x_6 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (i_{o6} - i_{e2})
 \end{aligned} \tag{33}$$

$$\begin{aligned}
 w_i = & (1 - 0,06) \cdot (2768,64 - 2671,15) + (1 - 0,0806 - 0,06) \cdot (2671,15 - 2587,28) + \\
 & + (1 - 0,0806 - 0,0596 - 0,06) \cdot (2587,28 - 2487,32) + \\
 & + (1 - 0,0806 - 0,0596 - 0,0474 - 0,06) \cdot (2487,32 - 2487,32) + \\
 & + (1 - 0,0806 - 0,0596 - 0,0474 - 0,06 - 0,09) \cdot (2748,5 - 2634,63) + \\
 & + (1 - 0,0806 - 0,0596 - 0,0474 - 0,0417 - 0,06 - 0,09) \cdot (2634,63 - 2499,6) + \\
 & + (1 - 0,0806 - 0,0596 - 0,0474 - 0,0417 - 0,0341 - 0,06 - 0,09) \cdot (2499,6 - 2356,79) + \\
 & + (1 - 0,0806 - 0,0596 - 0,0474 - 0,0417 - 0,0341 - 0,0507 - 0,06 - 0,09 - \\
 & - 0,023) \cdot (2356,79 - 2105,8)
 \end{aligned}$$

$$w_i = 614,422 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

7.2 Stanovení výkonů a účinností jaderné elektrárny

Vnitřní výkon turbíny:

$$P_i = Q_{mp} \cdot w = 899,335 \cdot 614,422 \cdot 10^3 = 552571209,4 \text{ W} = 552,571 \text{ MW}, \tag{34}$$

kde w je práce 1kg páry, která proudí přes turbínu.

Elektrický výkon na svorkách generátoru:

$$P_{sv} = P_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 552,571 \cdot 10^6 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 519693222,4 \text{ W} = 519,693 \text{ MW}, \tag{35}$$

kde η_m je mechanická účinnost turbíny, η_g je účinnost generátoru.

Tepelná účinnost oběhu:

$$\eta_{tsv} = \frac{P_{sv}}{Q_{mp} \cdot (i_{pg} - i_{nv})} = \frac{519,693 \cdot 10^6}{899,335 \cdot (2644,12 - 976,22) \cdot 10^3} = 0,34646 \cdot 100 = 34,646\% \tag{36}$$

Celková účinnost jaderné elektrárny bez hodnoty vlastní spotřeby se určí následovně:

$$\eta_{tc} = \eta_{tsv} \cdot \eta_{pg} \cdot \eta_p = 0,34646 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,32585 \cdot 100 = 32,585\% , \quad (37)$$

kde η_{tsv} je celková tepelná účinnost oběhu, η_{pg} je účinnost parního generátoru a η_p je účinnost potrubí.

Čistý výkon jaderné elektrárny stanovíme ze vztahu:

$$P = P_{sv} \cdot \eta_{vs} = 519,693 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,05) = 493708350W = 493,708MW , \quad (38)$$

kde η_{vs} je účinnost vlastní spotřeby elektrárny.

7.3 Výpočet kondenzátoru

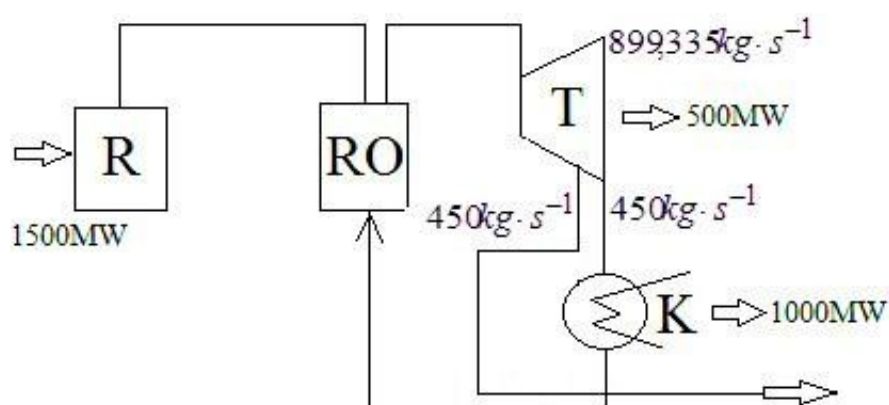
Vstupní parametry pro kondenzátor:

Rychlost proudící vody v trubkách kondenzátoru určené pro chlazení volím $w = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Vnitřní rozměr trubky je $d_1 = 25 \times 0,5 \text{ mm}$, trubky jsou z titanu.

Tlak páry vystupující z turbíny a vstupující do kondenzace: $p_p = 0,0039 \text{ MPa}$.

Suchost páry $x = 0,91$, teplota syté páry $t_{sp} = 26,7^\circ \text{C}$.



Obr. 28 – Zjednodušené schéma tepelného výkonu a předávání množství páry

Množství páry vystupující z turbíny:

$$\dot{m}_{pk} = x_k \cdot m_p \Rightarrow 899,335 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 3238 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Uvažuji výpočet pro jeden dvoustupňový kondenzátor a odběrovou turbínu. Celkové množství páry dělím dvěma. Je to z toho důvodu, že poloviční množství páry pustíme do kondenzace a další polovinu pro odběr (např. otopné účely). Každý stupeň kondenzátoru má dva vstupy páry, do jednoho kondenzátoru jsou tedy čtyři vstupy páry a každým z nich vstupuje množství páry. Proto musím celkové průtočné množství, které jde do kondenzátoru dělit čtyřmi. Do jednoho vstupu kondenzátoru tedy vstupuje množství páry:

$$\dot{m}_{pk1} = \frac{\frac{\dot{m}_{pk}}{2}}{4} = \frac{3238}{8} = 404,75 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = 112,430 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (39)$$

Do jednoho stupně proto vstupuje:

$$\dot{m}_{pks} = 2 \cdot \dot{m}_{pk1} = 2 \cdot 404,75 = 809,5 t \cdot h^{-1} = 224,861 kg \cdot s^{-1} \quad (40)$$

Podle vstupních hodnot je na zkondenzování 1kg páry potřeba 90-95 násobek množství chladicí vody. Proto počítám se střední hodnotou, která je $m_{nv} = 92,5$.

Potřebné množství chladicí vody tedy stanovím z následující rovnice:

$$\dot{m}_v = m_{nv} \cdot \dot{m}_{pks} = 92,5 \cdot 1619 = 74878,75 t \cdot h^{-1} = 20799,653 kg \cdot s^{-1} \quad (41)$$

Návrh průběhu teplot v kondenzátoru:

Jelikož je z turbíny více odběrů páry, je třeba počítat pouze s množstvím, které putuje dále do kondenzace (*Obr. 28*). Proto pro zajištění výkonů počítám s $\dot{m}_{pk} = 450 kg \cdot s^{-1}$.

Výpočet párou předaného tepla v kondenzátoru pro jeden odběr z turbíny (*Obr. 26*) [9]:

$$Q = (i_{vp} - c_p \cdot t_{sp}) \cdot \dot{m}_{pk} = (2334 - 4,186 \cdot 26,7) \cdot 450 = 1000005,21 kW = 1000,01 MW \quad (42)$$

i_{vp} hodnota vypočtena z programu EES (hodnota pro tlak $p=3,9 kPa$, $x=0,91$),

c_p vody při 20°C odpovídá hodnotě 4,186.

Tepelný rozdíl vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru [9]:

$$\Delta t = \frac{Q}{\dot{m}_v \cdot c_p} = \frac{1000005,21}{20779,653 \cdot 4,186} = 6,1^\circ C \quad (43)$$

Ohřev vody pro jeden stupeň kondenzátoru:

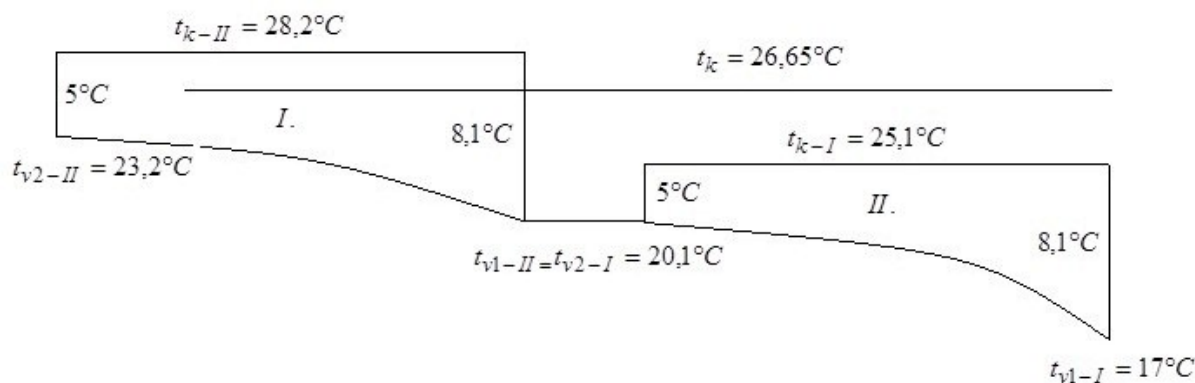
$$\Delta t_{st-I} = \frac{\Delta t}{2} = \frac{6,1}{2} = 3,05^\circ C \cong 3,1^\circ C \quad (44)$$

Kondenzátor navrhuji pro střední kondenzační teplotu t_k , která odpovídá vstupní teplotě páry do kondenzátoru.

Střední kondenzační teplotu stanovíme z následujícího vztahu:

$$t_k = \frac{t_{k-I} + t_{k-II}}{2} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (45)$$

Tato kondenzační teplota by měla odpovídat teplotě syté páry t_{sp} pro splnění konstrukční podmínky.



Obr. 29 – Navržený průběh teplot v kondenzátoru dle [5]

Vstupní teplotu chladicí vody volím 17 [°C].

$$t_k = \frac{25,1 + 28,2}{2} = 26,65^\circ\text{C}$$

teplotní spád $\Delta t_{st-II} = 5^\circ\text{C}$

$26,65^\circ\text{C} \cong 26,7^\circ\text{C} \Rightarrow$ konstrukční podmínka splněna.

Výpočet součinitele přestupu tepla [5]:

$$\text{Re}_x = \frac{w \cdot d}{\nu_x} \quad (46)$$

$$\text{Pr}_x = \frac{\nu_x \cdot c_{px} \cdot \rho_x}{\lambda_x} \quad (47)$$

$$\text{Nu}_x = 0,021 \cdot \text{Re}_x^{0,8} \cdot \text{Pr}_x^{0,43} \quad (48)$$

$$\alpha_{vx} = \frac{\text{Nu}_x \cdot \lambda_x}{d} \quad (49)$$

Výpočet pro první stupeň kondenzátoru

$$t_{sv-I} = \frac{t_{v1-I} + t_{v1-II}}{2} = \frac{17 + 20,1}{2} = 18,45^{\circ}\text{C} \quad (50)$$

Hodnoty následujících fyzikálních veličin jsou odečteny z tabulek [5] pro teplotu 18,5 °C.

Fyzikální konstanta	Hodnota	Jednotka
ν_1	$1,005 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
λ_1	0,596	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
ρ_1	999,539	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
C_{p1}	$4,185 \cdot 10^3$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Tab. 3 – Hodnoty fyzikálních konstant pro teplotu 18,5 °C dle [5]

Reynoldsovo číslo

$$\text{Re}_1 = \frac{w \cdot d}{\nu_1} = \frac{2,5 \cdot 0,025}{1,005 \cdot 10^{-6}} = 62189,055 \Rightarrow \text{proudění turbulentní}$$

Prandtlovo číslo

$$\text{Pr}_1 = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu_1 \cdot c_{p1} \cdot \rho_1}{\lambda_1} = \frac{1,005 \cdot 10^{-6} \cdot 4,185 \cdot 10^3 \cdot 999,539}{0,596} = 7,054$$

Nusseltovo kritérium

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} = 0,021 \cdot 62189,055^{0,8} \cdot 7,054^{0,43} = 332,673$$

Součinitel přestupu tepla na straně vody

$$\alpha_{v1} = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d} = \frac{332,673 \cdot 0,596}{0,025} = 7930,924 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet pro druhý stupeň kondenzátoru

$$t_{sv-II} = \frac{t_{v2-I} + t_{v2-II}}{2} = \frac{20,1 + 23,2}{2} = 21,65^{\circ}\text{C} \quad (51)$$

Hodnoty následujících fyzikálních veličin jsou odečteny z tabulek [5] pro teplotu 21,5°C

Fyzikální konstanta	Hodnota	Jednotka
ν_2	$0,969 \cdot 10^{-6}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
λ_2	0,601	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ρ_2	997,112	$kg \cdot m^{-3}$
C_{p2}	$4,182 \cdot 10^3$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

Tab. 4 – Hodnoty fyzikálních konstant pro teplotu 21,5°C dle [5]

Reynoldsovo číslo

$$Re_2 = \frac{w \cdot d}{\nu_2} = \frac{2,5 \cdot 0,025}{0,969 \cdot 10^{-6}} = 64499,484 \Rightarrow \text{proudění turbulentní}$$

Prandtlovo číslo

$$Pr_2 = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu_2 \cdot c_{p2} \cdot \rho_2}{\lambda_2} = \frac{0,969 \cdot 10^{-6} \cdot 4,182 \cdot 10^3 \cdot 997,112}{0,601} = 6,723$$

Nusseltovo kritérium

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} = 0,021 \cdot 64499,484^{0,8} \cdot 6,723^{0,43} = 335,518$$

Součinitel přestupu tepla na straně vody

$$\alpha_{v2} = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d} = \frac{335,518 \cdot 0,601}{0,025} = 8065,853 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry

Pro výpočet přestupu tepla na vnější straně trubek používáme následující vztahy [9]:

$$Nu = C \cdot (Ga \cdot Pr \cdot K)^n \quad (52)$$

kde Ga je galileovo kritérium $\Rightarrow Ga = \frac{g \cdot d_2}{\nu^2}$ (53)

K je kritérium fázové přeměny pro kondenzaci $\Rightarrow K = \frac{l_{23}}{c_p \cdot \Delta t}$ (54)

Δt je rozdíl mezi teplotou kondenzátu a teplotou povrchu trubky

C je konstanta pro vodorovné trubky $\Rightarrow C = 0,41$

n je exponent pro vodorovné trubky $\Rightarrow n = 0,60$

Upravený vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla [9]:

$$\alpha_p = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta}} \cdot \frac{\sqrt[4]{l_{23}}}{\sqrt[4]{x \cdot (t_k - t_m)}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (55)$$

$x = d_2$, $d_2 = 0,026m \Rightarrow$ vnější průměr trubky

t	p	l_{23}	$\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta}$
$^{\circ}C$	MPa	$kJ \cdot kg^{-1}$	$kJ \cdot kg \cdot m^{-8} \cdot s^{-2} \cdot K^{-3}$
0,01	0,0006108	2501	$9,365 \cdot 10^{11}$
5	0,0008719	2489	$1,164 \cdot 10^{12}$
10	0,0012277	2477	$1,429 \cdot 10^{12}$
15	0,0017041	2465	$1,739 \cdot 10^{12}$
20	0,002337	2454	$2,096 \cdot 10^{12}$
25	0,003166	2442	$2,441 \cdot 10^{12}$
28	0,003972	2433	$2,731 \cdot 10^{12}$
30	0,004241	2430	$2,828 \cdot 10^{12}$

Tab. 5 – Vlastnosti syté kapaliny a syté páry v závislosti na teplotě dle [1]

Výpočet pro první stupeň pro teplotu kondenzující páry $t_{k-1} = 25,1^\circ\text{C}$

$$\sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta}} = 1249,988 \text{ kJ} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-8} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{K}^{-3} \quad (56)$$

$$\sqrt[4]{l_{23}} = 7,029 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \Rightarrow \text{výparné teplo vody} \quad (57)$$

$$\alpha_{pI} = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta}} \cdot \frac{\sqrt[4]{l_{23}}}{\sqrt[4]{x \cdot (t_{k-I} - t_{sv-I})}} = 0,41 \cdot 1249,988 \cdot \frac{7,029}{\sqrt[4]{0,026 \cdot (25,1 - 18,45)}}$$

$$\alpha_{pI} = 5586,432 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Hodnota součinitele přestupu tepla je pro první řadu trubek. V kondenzátoru máme trubky řazené jako střídavé ve 115 řadách, proto je třeba počítat s reálnou hodnotou součinitele přestupu tepla. Tato hodnota se vypočítá vynásobením součinitele přestupu tepla o korekční součinitel, který se liší pro každou řadu.

Řada	ε	$\alpha_{pI-\varepsilon} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
1.	1	5586,432
58.	0,6	3351,859
115.	0,3	1675,929

Tab. 6 – Hodnoty přestupních součinitelů tepla dle počtu řad trubek pro teplotu $25,1^\circ\text{C}$ dle [6]

$$\alpha_{pI-\varepsilon} = \varepsilon \cdot \alpha_{pI} \quad (58)$$

Dále je třeba z reálné hodnoty součinitele přestupu tepla určit hodnotu střední.

$$\alpha_{pI-\text{stř}} = \frac{5586,432 + 3351,859 + 1675,929}{3} = 3538,073 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (59)$$

Výpočet pro druhý stupeň pro teplotu kondenzující páry $t_{k-2} = 28,2^\circ\text{C}$

$$\sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta}} = 1285,525 \text{ kJ} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^{-8} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{K}^{-3}$$

$$\sqrt[4]{l_{23}} = 7,023 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \Rightarrow \text{výparné teplo vody}$$

$$\alpha_{pII} = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta}} \cdot \frac{\sqrt[4]{l_{23}}}{\sqrt[4]{x \cdot (t_{k-II} - t_{sv-II})}} = 0,41 \cdot 1285,525 \cdot \frac{7,023}{\sqrt[4]{0,026 \cdot (28,2 - 21,65)}} = 5762,135 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Řada	ε	$\alpha_{pII-\varepsilon} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
1.	1	5762,135
58.	0,6	3457,281
115.	0,3	1728,641

Tab. 7 – Hodnoty přestupních součinitelů tepla dle počtu řad trubek pro teplotu 28,2°C dle [6]

$$\alpha_{pII-\varepsilon} = \varepsilon \cdot \alpha_{pII}$$

$$\alpha_{pII-sř} = \frac{5762,135 + 3457,281 + 1728,641}{3} = 3649,352 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Určení součinitele přestupu tepla vypočteme z následujícího vztahu [5]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{d_2}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{\alpha_v \cdot d_1}} W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \quad (60)$$

Výpočet pro první stupeň:

$$k_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{d_2}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{\alpha_v \cdot d_1}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{pI-sř}} + \frac{d_2}{d_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{\alpha_{vI} \cdot d_1}}$$

$$k_I = \frac{1}{\frac{1}{3538,073} + \frac{0,026}{2 \cdot 15} \cdot \ln \frac{0,026}{0,025} + \frac{0,026}{7930,924 \cdot 0,025}} = 2233,323 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$$

Výpočet pro druhý stupeň:

$$k_{II} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{d_2}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{\alpha_v \cdot d_1}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{pII-sř}} + \frac{d_2}{d_1} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{\alpha_{vII} \cdot d_1}}$$

$$k_{II} = \frac{1}{\frac{1}{3649,352} + \frac{0,026}{2 \cdot 15} \cdot \ln \frac{0,026}{0,025} + \frac{0,026}{8065,853 \cdot 0,025}} = 2288,585 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$$

Výpočet velikosti teplosměnné plochy:

$$Q = k \cdot \Delta t_{stř} \cdot S, \quad S = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{stř}} [m^2] \quad (61)$$

Teplo předané v jednom stupni:

$$Q_{I,II} = \frac{Q}{2} = \frac{998565210}{2} = 499282605 W = 499,283 MW \quad (62)$$

Střední logaritmický rozdíl teplot pro první stupeň:

$$\Delta t_{stř-I} = \frac{\Delta t_{1-I} + \Delta t_{2-I}}{\ln \frac{\Delta t_{1-I}}{\Delta t_{2-I}}} = \frac{8,1 + 5}{\ln \frac{8,1}{5}} = 27,154^\circ C \quad (63)$$

Střední logaritmický rozdíl teplot pro druhý stupeň:

$$\Delta t_{stř-II} = \frac{\Delta t_{1-II} + \Delta t_{2-II}}{\ln \frac{\Delta t_{1-II}}{\Delta t_{2-II}}} = \frac{8,1 + 5}{\ln \frac{8,1}{5}} = 27,154^\circ C \quad (64)$$

Velikost teplosměnné plochy pro první stupeň:

$$S_I = \frac{Q_I}{k_I \cdot \Delta t_{stř-I}} = \frac{499282605}{2233,323 \cdot 27,154} = 8232,931 m^2 \quad (65)$$

Velikost teplosměnné plochy pro druhý stupeň:

$$S_{II} = \frac{Q_{II}}{k_{II} \cdot \Delta t_{stř-II}} = \frac{499282605}{2288,585 \cdot 27,154} = 8034,254 m^2 \quad (66)$$

Z konstrukčních důvodů musí být obě plochy stejné, a proto plochu S_{II} zvětšíme na hodnotu plochy pro první stupeň.

Průtočný průřez trubky:

$$S_{tr} = \pi \cdot r^2 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} = 4,909 \cdot 10^{-4} m^2 \quad (67)$$

Počet trubek v kondenzátoru:

$$n = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v \cdot w \cdot S_{tr}} = \frac{38456,9}{1000 \cdot 2,5 \cdot 4,909 \cdot 10^{-4}} = 31337,501 \Rightarrow 31338 \quad (68)$$

Délku trubky stanovíme z následující rovnice [9]:

$$l_{tr} = \frac{S_I}{\pi \cdot d_2 \cdot n} = \frac{8232,931}{\pi \cdot 0,026 \cdot 31338} = 3,216 m \quad (69)$$

8. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo provést přehled parních turbín v jaderných elektrárnách a provést tepelný výpočet dle zadaných parametrů.

V mé práci jsem se věnoval základnímu přehledu používaných parních turbín na sytou páru v jaderných elektrárnách, jejich výhodami a nevýhodami, vlastnostmi a parametry. Následně jsem se ve své práci věnoval výpočetnímu návrhu tepelného schématu parní turbíny pro výkon 500MWe, což obsahuje výpočet sekundárního okruhu jaderné elektrárny na základě zadaných parametrů a dále také navazující výpočet kondenzátoru pro jadernou elektrárnu.

Tepelný výkon předaný páře byl 1500MW. Za pomoci výpočtu poměrných odběrových množství páry a také díky výpočtu práce proudící páry jsem stanovil, že množství páry potřebné pro provoz turbíny je $899,335 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Toto množství vystoupilo z turbíny a muselo přejít do mnou navrženého kondenzátoru, který má čtyři vstupy páry. Do jednoho vstupu proto musí vstoupit $224,861 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, tudíž do kondenzátoru vstupuje celkem $449,722 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ páry, čemž odpovídá parou předané teplo v kondenzátoru 1000,01MW. Zbytek páry putuje dál k regulovaným odběrům, například pro otopné účely. Turbína má výkon 552,71MW, čistý výkon jaderné elektrárny při uvažované vlastní spotřebě 5% je 493,708MW. Celková účinnost jaderné elektrárny vyšla 32,585%. Vstupní teplota chladící vody pro kondenzátor je 17°C , potřebný průtok chladící vody je $41599,306 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Počet trubek v kondenzátoru vyšel 31338 a délka trubek je 3,216m.

Touto prací se snažím navrhnout optimální řešení pro jadernou elektrárnu s tepelným výkonem 1500MW. Díky vzrůstající poptávce po elektrické energii a také hlavně díky klesajícím zásobám fosilních paliv můžeme říci, že jaderná energie je jedním z nejhlavnějších zdrojů energie pro lidstvo vůbec. Proto je třeba toto odvětví dále zdokonalovat, aby nedocházelo ke katastrofám a abychom energii z jaderného paliva mohli využívat co nejefektivněji. Klíčem k dosažení je třeba získat z elektrárny co nejvyšší účinnost, a to díky správně konstruovanému zařízení.

9. Použitá literatura

- [1] Tabulka syté kapaliny a syté páry[online]. [cit. 20. 4. 2012]. Dostupný na:
<<http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/termomechanika/Para-t.htm>>
- [2]Parní turbíny [online]. [cit. 20. 4. 2012]. Dostupný na:
<<http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=4&ved=0CFEQFjAD&url=http%3A%2F%2Ffiles.strojarna.webnode.cz%2F200000059-65ffc66f9d%2FParn%25C3%25AD%2520turb%25C3%25ADny%2520v%2520elektr%25C3%25A1rn%25C3%25A1ch.pdf&ei=GMuXT7O9D9DRsgbn7c3KAQ&usg=AFQjCNHFYE9wrhNrZr0NQMElcqwJGn1niw&sig2=6g--1Fz2RKYqRsMSpRPQGg>>
- [3] HEJZLAR, R. *Stroje a zařízení jaderných elektráren*. Díl 1. Vydavatelství ČVUT v Praze, 2005. 166s. ISBN 80-01-03189-6.
- [4] BEČVÁŘ, J. A KOL. *Jaderné elektrárny*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1978. 636s. SNTL
- [5] KADLEC, Z. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 99s. ISBN 978-80-7385-061-6
- [6] PIKHART, J. *Základy metodiky výpočtu výměníků tepla*. Praha 1975, SNTL.
- [7] VANĚČEK, L. *Výpočet parametrů sekundárního okruhu jaderné elektrárny: Bakalářská práce*. Brno, Vysoké učení technické v Brně, 2011. 60s.
- [8]Parní turbíny [online]. [cit. 14. 5. 2012]. Dostupný na:
<<http://stm-mi.wz.cz/ESZ04.pdf>>
- [9] WINKLER, P. *Kondenzátor pro jadernou elektrárnu VVER 1200: Diplomová práce*. Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 2010. 43s.
- [10] MORÁVEK, T. *Parní turbína: Diplomová práce*. Brno, Vysoké učení technické v Brně, 2010. 64s.

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce prof. Ing. Pavlu Kolatovi, DrSc. za poskytnuté konzultace a za vedení mé práce.